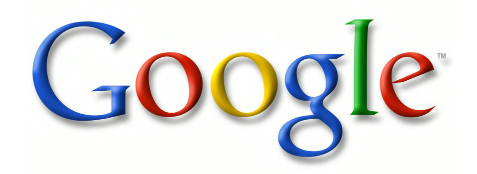
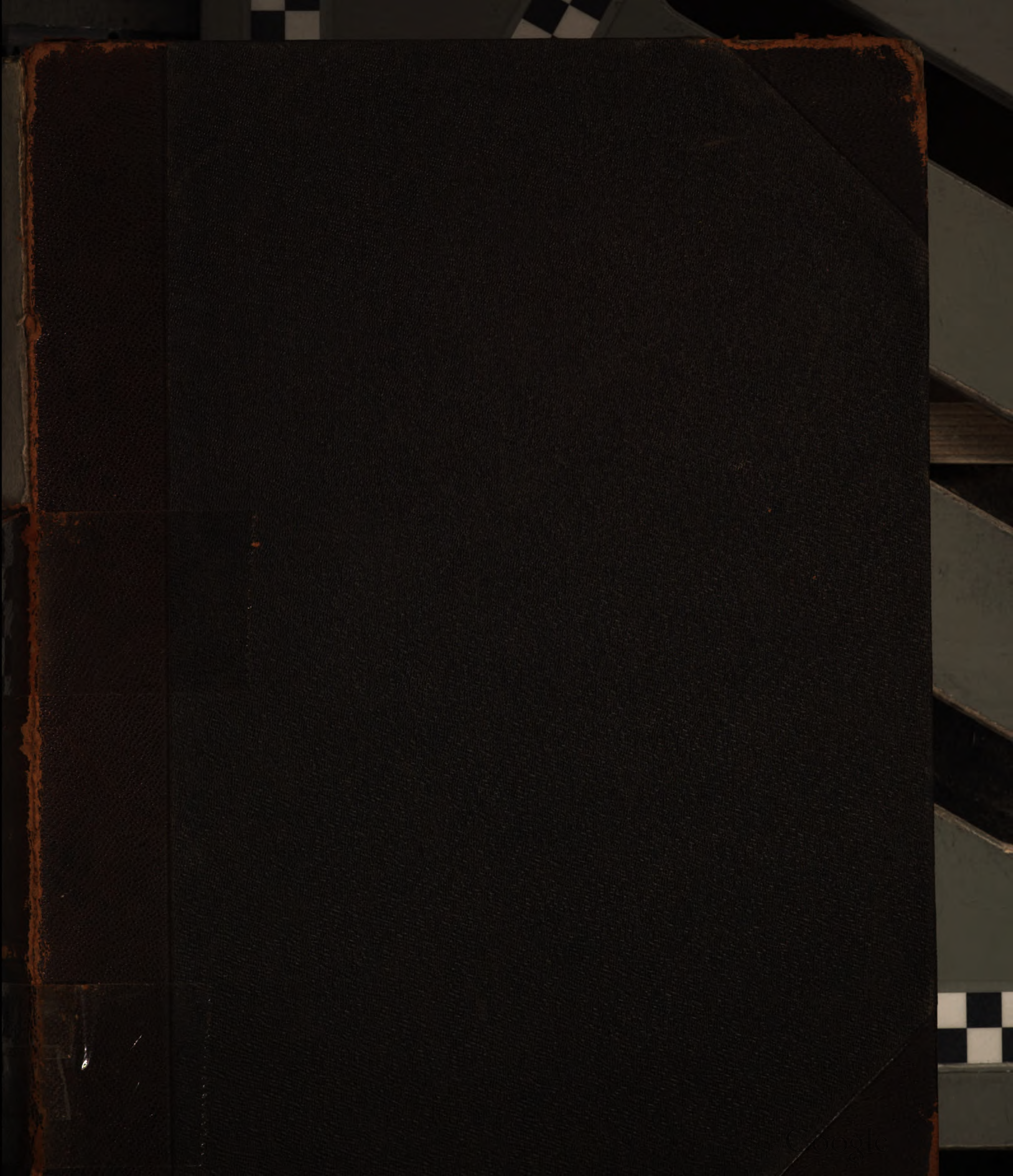




3-W

ZEITSCHRIFT

DES

VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Redakteure:

Dr.-Ing. **Th. Peters**, Direktor des Vereines, und **D. Meyer.**

Band 51.

(Einundfünfzigster Jahrgang)

1907.

Mit 18 Tafeln, 18 Textblättern und rd. 4800 Figuren im Text.

Berlin.

Selbstverlag des Vereines.

Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer,

Berlin N., Monbijou-Platz 3.



Namenverzeichnis.

(* bedeutet Abbildung im Text.)

(Die Seitenzahlen des ersten Halbjahres sind in aufrechten Lettern, diejenigen des zweiten Halbjahres in schrägen — *cursiv* — Lettern gedruckt.)

1) Mit Namen der Verfasser versehene Aufsätze, Vorträge u. dergl.

2) Literatur, besprochene Werke.

3) Zuschriften an die Redaktion.



Sachverzeichnis.

(* = Abbildung im Text; B = Besprechung von Büchern; Z = Zuschrift an die Redaktion; V. d. I. verweist auf den Anhang zum Sachverzeichnis.)

(Die Seitenzahlen des ersten Halbjahres sind in aufrechten Lettern, diejenigen des zweiten Halbjahres in schrägen — *cursiv* — Lettern gedruckt.)


Digitized by Google

















Anhang.

Verein deutscher Ingenieure.


Digitized by Google

Patentverzeichnis.

(Die Seitenzahlen des ersten Halbjahres sind in aufrechten Lettern, diejenigen des zweiten Halbjahres in schrägen — ***cursiv*** — Lettern gedruckt.)

Tafelverzeichnis.

Textblattverzeichnis.

Inhalt der im Jahre 1907 herausgegebenen

Mitteilungen über Forschungsarbeiten.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 28. | **Sonnabend, den 13. Juli 1907.** | **Band 51.**

Inhalt:

Versuche mit Riemen- und Seiltrieben.[1]

Von **Kammerer**, Charlottenburg.

1) Entstehung und Zweck der Versuche.

Seitdem die Maschinenbau-Wissenschaften ihre Ueberlegungen nicht mehr auf Deduktionen, sondern auf Versuche stützen, ist der früher herrschende Gegensatz zwischen Hypothese und wirklicher Ausführung nahezu vollständig verschwunden. Ein Einzelgebiet, auf dem er noch zu finden ist, ist das der Riemen- und Seiltriebe. Die folgende kleine Zusammenstellung der bekanntesten Formeln dürfte zum Beweis genügen.

Nach der zuerst von Grashof im Jahr 1883 veröffentlichten Theorie müßte die zulässige Belastung eines Riemens um so kleiner gewählt werden, je größer die Geschwindigkeit ist. Wie das Schaubild Fig. 1 zeigt, dürfte bei einer Gesamtbelastung des ziehenden Trums von 15 kg auf 1 cm Breite eines einfachen Riemens und bei halber Umschlingung die nutzbare Belastung k_n zu 7 kg/cm bei 10 m/sk und zu 5 kg/cm bei 30 m/sk Riemengeschwindigkeit gewählt werden, während bei 50 m/sk Geschwindigkeit die Uebertragungsfähigkeit erschöpft wäre. Diese Theorie setzt voraus, daß der Reibungskoeffizient unveränderlich ist, gleichviel ob der Riemenscheibendurchmesser groß oder klein ist und gleichviel, wie das Verhältnis der Riemenstärke zur Riemenscheibe gewählt ist.

In völligem Gegensatz zu Fig. 1 zeigt das Schaubild Fig. 2 Werte für die zulässige Belastung, die mit zunehmender Geschwindigkeit nicht fallen, sondern steigen. Diese Werte sind von Gehrckens aus seiner reichhaltigen Erfahrung heraus bereits im Jahr 1888 aufgestellt worden; sie berücksichtigen den Scheibendurchmesser.

Diese Gegenüberstellung läßt ohne weiteres erkennen, daß über grundlegende Fragen große Unklarheit besteht.

Fig. 1.

Zulässige Riemenbelastung nach Grashof 1883, gültig für einfache Riemen auf Scheiben von ≧ 500 mm Dmr. unter günstigen Umständen.

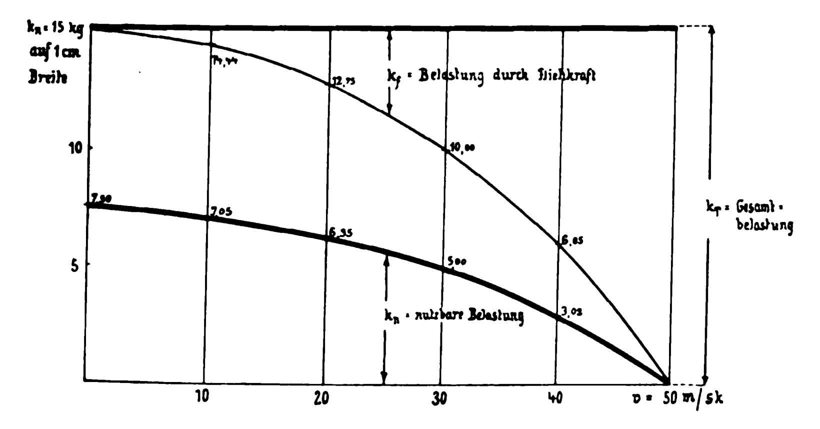
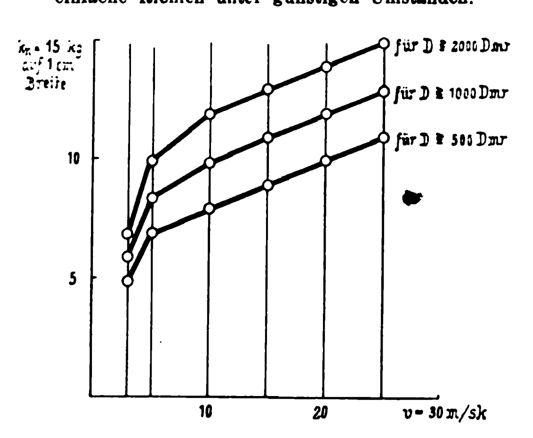


Fig. 2.

Zulässige Riemenbelastung nach Gehrckens, gültig für einfache Riemen unter günstigen Umständen.



Zu der Unsicherheit hinsichtlich der zulässigen Belastung tritt noch der Zweifel über die Höhe des Wirkungsgrades.

Zuverlässige Messungen des Wirkungsgrades sind nur in ganz geringer Zahl veröffentlicht worden, und auch diese beziehen sich nur auf kleine langsamgehende Riemen von kleinen Werkzeugmaschinen. E. Hartmann hat im Jahr 1892 für derartige Riementriebe einschließlich der Lagerreibung Wirkungsgrade von 0,7 bis 0,9, im Mittel 0,8 gefunden. Etwas höhere Werte, 0,84 bis 0,94, hat für ähnliche Riementriebe Richter 1893[1]) gefunden. An ausgeführten größeren Riementrieben können genaue Messungen des Wirkungsgrades überhaupt kaum vorgenommen werden, weil entweder nur die

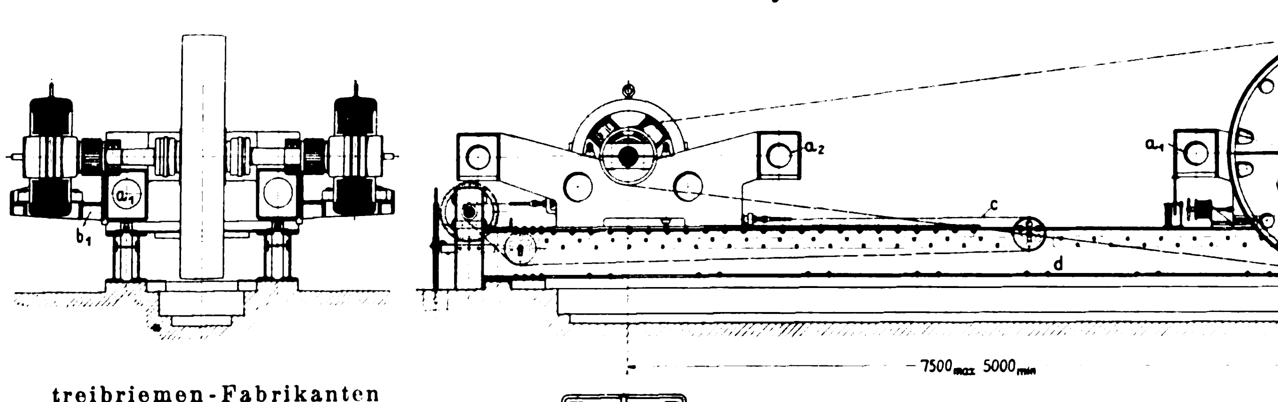
[1]) Auszug aus dem vollständigen Bericht, der in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« demnächst erscheinen wird.

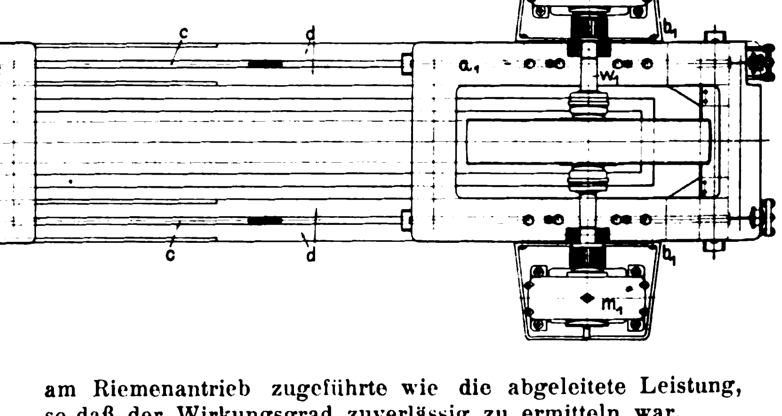
[1]) Z. 1893 S. 1167.

eingeleitete oder nur die abgeführte Leistung genau gemessen werden kann. Es sind dazu vielmehr besondere Versuchseinrichtungen erforderlich, die in großem Maßstab ausgeführt werden müssen, damit die Ergebnisse auf die Anwendung übertragen werden können.

Ist schon das Gebiet der Riementriebe experimentell unerforscht, so gilt dies in noch höherem Grade für die Seiltriebe. Namentlich ist über das Verhältnis der Wirkungsgrade von Riemen und Seilen niemals etwas Zuverlässiges bekannt geworden. Durch die allgemein bestehende Unsicherheit hinsichtlich der Belastungsgrenzen und hinsichtlich der Wirkungsgrade wurde Geh. Regierungsrat Professor Ernst Reichel zu dem Gedanken angeregt, planmäßige Versuche über Riemen- und Seiltriebe in großem Maßstabe durchzuführen. In dem Direktor Roth der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau und in dem auf dem Gebiet der Riemenfabrikation sehr erfahrenen C. Otto Gehrckens in Hamburg fand er tatkräftige Mitarbeiter; den Bemühungen des letzteren gelang es, den Verband der Ledertreibriemen-Fabrikanten Deutschlands zur Bereitstellung von umfangreichen Mitteln für vergleichende Versuche zwischen Riemen- und Seiltrieben zu gewinnen. Nach eingehender Beratung entschloß sich auch der Verein deutscher Ingenieure, die Versuche durch einen namhaften Beitrag zu unterstützen. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. erklärte sich bereit, den notwendigen Raum und den erforderlichen elektrischen Strom unentgeltlich zu liefern und die Riemen- und Seilscheiben zu sehr günstigen Bedingungen zu überlassen. Die damalige Firma Siemens & Halske A.-G., Charlottenburger Werk, jetzt Siemens-Schuckert-Werke, stellte die erforderlichen Elektromotoren und Dynamomaschinen leihweise zur Verfügung. Durch diese vereinte Unterstützung wurde es möglich, den Bau einer besondern Versuchsmaschine und die Durchführung planmäßiger Versuchsreihen ins Auge zu fassen.

Fig. 3 bis 6. Die ausgeführte Versuchsmaschine.





Bei den Beratungen über die Mitwirkung des Vereines deutscher Ingenieure waren Bedenken insofern aufgetreten, als von verschiedenen Seiten die Meinung geäußert wurde, daß der elektrische Einzelantrieb voraussichtlich alle mechanischen Transmissionen verdrängen werde und daß aus diesem Grund eingehende Versuche nicht mehr zeitgemäß seien. Zweifellos werden auch in der Tat die Hauptantriebe von den Kraftmaschinen auf die Transmission und die langen Transmissionswellen allmählich durch die elektrische Kraftübertragung größtenteils ersetzt werden. Um so mehr aber werden Riementriebe zur Kupplung der Elektromotoren mit den Arbeitsmaschinen erforderlich werden; denn der Riementrieb ist schließlich die einfachste Kupplung und bei guter Ausführung ein vorzügliches Maschinenelement. Und gerade für derartige schnellgehende und hoch beanspruchte Riemen wird eine sorgfältige Bemessung und Ausführung ganz besonders notwendig sein. Zudem schafft der Elektromotor dem Riementrieb günstige Bedingungen insofern, als er die Anwendung von guten Spannvorrichtungen zuläßt und infolgedessen dem Riemen eine weit bessere Behandlung verschafft, als er sie bei gewöhnlichen Transmissionen erfährt.

Leider war es Professor Ernst Reichel nicht vergönnt, die Frucht seiner mühevollen Vorarbeiten und Verhandlungen zu ernten. Ein schweres Leiden entzog ihn auf längere Zeit allen wissenschaftlichen Arbeiten; er übergab daher die Weiterführung der Versuchsarbeiten an den Berichterstatter als seinen Stellvertreter in dem Lehrfach Maschinenelemente.

2) Versuchseinrichtung.

Der Grundgedanke der Versuche war sehr einfach; die eine Riemenscheibe sollte durch einen Elektromotor angetrieben werden, während die andre mit einer Dynamomaschine gekuppelt wurde; durch Messung der elektrischen Leistungen der beiden Maschinen ergab sich dann nach Abzug der für sich bestimmbaren Maschinenverluste sowohl die am Riemenantrieb zugeführte wie die abgeleitete Leistung, so daß der Wirkungsgrad zuverlässig zu ermitteln war.

Nach mehrfacher Umarbeitung wurde die Versuchsmaschine in folgender Form zur Ausführung gebracht. Den Unterbau bilden zwei Paare I-Träger dd, Fig. 3 bis 6, die an mehreren Stellen durch zwischengenietete Querträger unter sich starr verbunden sind und in ganzer Länge auf dem Fundament aufliegen. An dem einen Ende dieser I-Träger sind gehobelte Flacheisen auf die Oberseite aufgeschraubt, die als Führung für einen verschiebbaren gußeisernen Rahmen a_2, den sogenannten Spannrahmen, dienen. Dieser Rahmen trägt in zwei Kugellagern eine Welle w_2, die in ihrer Mitte eine Riemen- oder Seilscheibe und an ihren Enden die fliegend aufgesetzten Anker von zwei Elektromotoren m_2, m_2 aufnimmt. Der Rahmen ist so geformt, daß er sowohl eine Riemenscheibe von 2500 mm Dmr. und 400 mm Breite als auch eine Scheibe von 600 mm Dmr. und 1000 mm Breite umschließen kann; der Querschnitt des Rahmens ist so gestaltet, daß die Riementrümmer noch frei gehen, wenn von einer Riemenscheibe von 600 mm Dmr. auf eine solche von 1250 mm Dmr. übersetzt wird. Die Polgehäuse der Elektromotoren sind auf gußeiserne Armstücke b_2, b_2 gesetzt, die seitlich an den Spannrahmen angeschraubt sind.

Durch eine Spannvorrichtung, bestehend aus zwei Gallschen Ketten c, c und einer Schneckenübersetzung mit Griffrad, kann der Spannrahmen um 2500 mm auf den I-Trägern so verschoben werden, daß die Riemenscheibenwelle stets parallel zu einer zweiten fest gelagerten Welle bleibt.

Am unteren Ende der I-Träger sind 4 gehärtete rinnenförmige Stahllineale auf die Oberseite aufgeschraubt. In den Rinnen laufen 4×4 gehärtete Stahlkugeln, und auf diese stützt sich ein zweiter Gußrahmen a_1, der an seiner Unterseite ebenfalls 4 rinnenförmige Stahllineale trägt. Dieser Gußrahmen, der sogenannte Meßrahmen, ist genau so gestaltet wie der erste; er trägt ebenfalls in zwei Kugellagern eine Welle w_1, die in ihrer Mitte eine Riemen- oder Seilscheibe aufnehmen kann, und auf deren Enden wieder fliegend die Anker von zwei Elektromaschinen m_1, m_1 befestigt sind, die als Generatoren geschaltet werden, wenn das andre Paar als Motoren dient. Die Polgehäuse dieser Elektromaschinen sitzen auf den Armstücken b_1, b_1. Die Lagerung auf Stahlkugeln gewährt eine sehr leichte Verschiebbarkeit: es hat sich gezeigt, daß der insgesamt rund 15000 kg schwere Rahmen einen Reibungswiderstand von nur 50 kg hervorrief. Durch Einbau von Entlastungsfedern konnte dieser Reibungswiderstand später noch auf 20 kg ermäßigt werden. Es wird durch diese leichte Verschiebbarkeit die Möglichkeit geschaffen, den Riemenzug nicht nur im Stillstand, sondern auch im Betrieb zu messen.

Die Verschiebbarkeit des Spannrahmens gestattet, den Achsstand der Scheibenwellen zwischen 5000 und 7500 mm beliebig einzustellen und dem Riemen jede beliebige Spannung zu erteilen.

Die Lagerung der beiden Wellen in insgesamt nur vier Lagern verringert die Lagerreibung auf ein Mindestmaß; die Anwendung von Kugellagern gewährt den Vorteil, daß die Lagerreibung von der Schmierung, Temperatur und Geschwindigkeit unabhängig ist. Da die Eigengewichte der umlaufenden Teile sehr viel größer sind als der Riemenzug, so bleibt der Lagerdruck nahezu unveränderlich, so daß von vornherein günstige und gleichbleibende Reibungsverhältnisse geschaffen worden sind.

Die Abmessungen der Versuchsmaschine wurden folgendermaßen gewählt:

größte übertragbare Leistung	200 PS bei $n = 600$
Leistung eines jeden Elektromotors	100 PS
Umlaufzahl regelbar	von $n = 200$ bis 600
Riemenscheiben	2500 mm Dmr. × 400 mm Breite
»	1250 » » × 600 » »
»	600 » » × 1000 » »
Seilscheiben	2500 mm Dmr. × 4 Rillen
»	1500 » » × 6 »
»	1040 » » × 9 »
kleinster Achsenabstand	5000 mm
größter »	7500 »
Lagerentfernung	1900 »
Wellenstärke in der Scheibennabe	200 »

Die Riemen- und Seilscheiben waren ursprünglich als normale gußeiserne Scheiben in Aussicht genommen. Derartige Scheiben hätten indes Riemengeschwindigkeiten nur bis zu 30 m/sk zugelassen. Es erschien aber gerade mit Rücksicht auf den bestehenden Streit über den Einfluß der Geschwindigkeit auf die Belastungsgrenzen dringend erwünscht, über die normalen Geschwindigkeiten beträchtlich hinauszugehen. Man mußte sich daher entschließen, nur die Scheiben von 600 mm Dmr. aus Gußeisen herzustellen, die Riemenscheiben von 1250 mm und 2500 mm Dmr. aber aus Schmiedeisen zu konstruieren. Die Scheiben wurden aus zwei Blechwänden mit angenieteten Winkelringen hergestellt, auf die ein starkes gebogenes Blech aufgenietet wurde. Die Konstruktion wurde besonders erschwert durch den Umstand, daß man wegen der beiderseits fliegend auf die Welle aufgesetzten Anker die Scheiben zweiteilig herstellen mußte. Die Riemenscheiben von 1250 mm Dmr. wurden für 40 m/sk, die Scheiben von 2500 mm Dmr., Fig. 7 und 8, für 60 m/sk Umfangsgeschwindigkeit konstruiert; die Fliehkraft, der die Verschraubung der beiden Hälften Widerstand leisten muß, beträgt bei den Scheiben von 2500 mm Dmr. rd. 120000 kg.

Auch bei den Seilscheiben wurden Versuche mit Geschwindigkeiten bis zu 40 m/sk verlangt, weil der Antrieb von Drahtstraßen Seiltriebe mit derartigen Geschwindigkeiten erfordert, und weil auch hier der Einfluß der Geschwindigkeit auf die Belastungsgrenzen studiert werden sollte. Die Seilscheiben, Fig. 9 und 10, wurden daher ebenfalls aus doppelten Blechwänden hergestellt, zwischen die gußeiserne Felgen mittels eingefräster Stahlringe geschraubt waren.

Die Herstellung der Scheiben aus Schmiedeisen und in ganz ungewöhnlicher Bauart erhöhte naturgemäß die Anlagekosten sehr beträchtlich; der Wunsch, mit höheren Geschwindigkeiten zu arbeiten, erschien aber dem Verband der Ledertreibriemen-Fabrikanten Deutschlands und dem Verein deutscher Ingenieure dringend genug, um für diese Grenzversuche die in Aussicht gestellten Mittel entsprechend zu vergrößern.

Bei der Einzelkonstruktion der Versuchsmaschine sowohl wie der Riemen- und Seilscheiben wurde von dem Grundsatz ausgegangen, die beweglichen Teile möglichst leicht zu halten, die Rahmen dagegen so massig auszuführen, daß Erzitterungen unter allen Umständen vermieden würden.

Für die Scheiben kam der großen Geschwindigkeit wegen — wie bereits erwähnt — ohnehin nur Schmiedeisen in Frage. Die Meß- und Spannrahmen hätte man vielleicht aus Walzeisen nieten können, um mit möglichst geringen Gewichten und Kosten auszukommen. Die Befürchtung, daß dann jedoch Erzitterungen und Lagerklemmungen auftreten könnten, führten zu der Wahl von Gußeisen für diese beiden Rahmen; die Folge dieses Entschlusses war allerdings ein ziemlich beträchtliches Gewicht von 3000 kg für jeden Rahmen. Die Bearbeitung der Rahmen beschränkte sich auf die Lagerbohrungen und auf die kleinen Hobelflächen für die Führlineale. Der Grundrahmen wurde hingegen aus I-Eisen genietet, weil er in ganzer Länge auf dem Fundament auf-

Fig. 7 und 8.

Riemenscheibe von 2500 mm Dmr.; Gewicht 1450 kg.

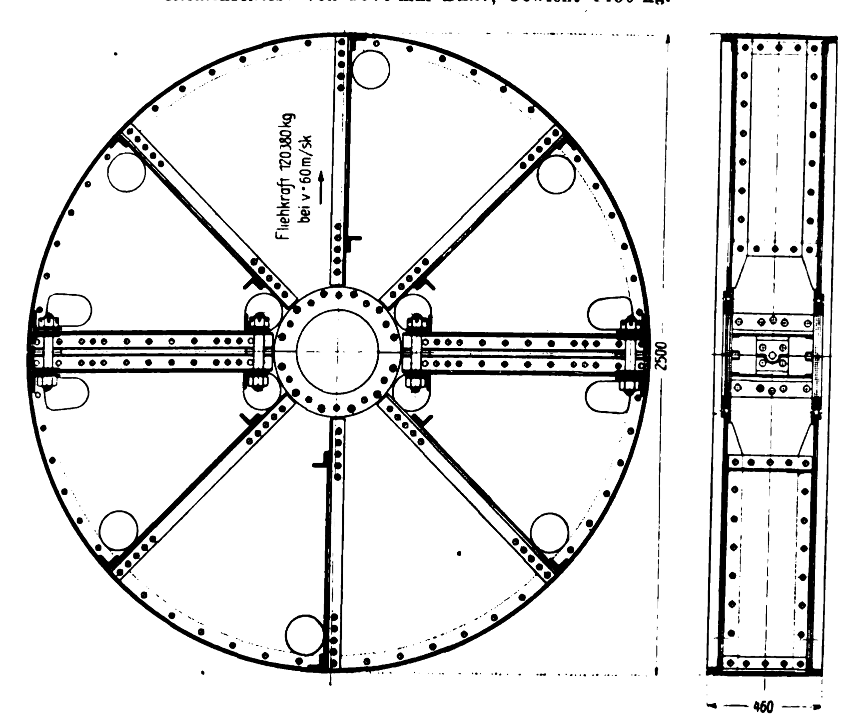
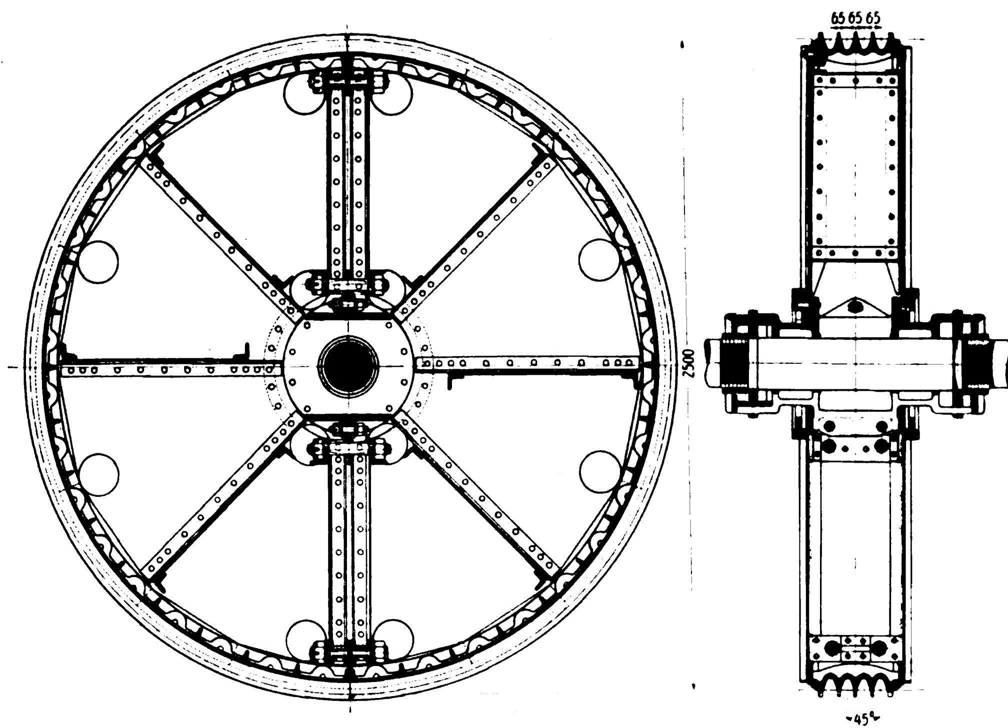


Fig. 9 und 10.

Seilscheibe von 2500 mm Dmr.; Gewicht 2350 kg.



liegt, so daß hier Erzitterungen nicht zu befürchten waren.

Insgesamt ergaben sich folgende Gewichte:

Grundrahmen aus Walzeisen mit Spannvorrichtung	9000 kg
Meß- und Spannrahmen aus Gußeisen zus. . .	11800
2 Wellen mit Naben und Mitnehmern zus. . .	2100
4 Polgehäuse zus.	9200
4 Anker zus.	2800 »
6 Riemenscheiben und 1 Riemenspannrolle zus. .	6200
6 Seilscheiben und 2 Seilleitrollen zus.	9900 »
	51000 kg.

Die Einzelgewichte der Riemen- und Seilscheiben sind in die Figuren 7 bis 10 eingeschrieben.

Auch die Einstellung auf verschiedene Umlaufzahlen mußte mit andern Mitteln, als ursprünglich geplant, durchgeführt werden. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G., in deren Dessauer Werk die Versuche ausgeführt werden sollten, hatte so starke Beschäftigung erhalten, daß kein Raum mehr verfügbar war. Zudem erschien es erwünscht, die Versuche in Berlin auszuführen, weil der Berichterstatter dann in der Lage war, seine Assistenten als Hülfskräfte zu den Versuchen heranzuziehen, und weil beträchtliche Reisekosten erspart wurden.

Eine günstige Gelegenheit bot sich dadurch, daß die Siemens-Schuckert-Werke einen Raum kostenlos zur Verfügung stellten und sich gleichzeitig bereit erklärten, den erforderlichen elektrischen Strom zu dem mäßigen Preise von 0,10 *M* für die Kilowattstunde zu liefern. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. erklärte sich bereit, als Ersatz für Raum und Kraft eine bare Zuwendung zu den Versuchen bereit zu stellen.

Diese Verlegung des Versuchsplatzes war für die Regelung der Umlaufzahl insofern günstig, als in den Siemens-Schuckert-Werken zwei verschiedene Spannungen von 110 und 220 V zur Verfügung standen, an die man die Anker der Motoren und Generatoren beliebig anlegen konnte.

Eine weitergehende Regelung wurde dadurch möglich, daß eine Zusatzmaschine zur Erhöhung der Netzspannung verwendet wurde.

Sehr einfach gestaltete sich die Schaltung bei Riemenübersetzungen 1 : 1, weil dann der Generator die gleiche Spannung erzeugte, wie sie dem Motor zugeführt wurde. Sowohl die Motoren wie die Generatoren wurden in diesem Fall unmittelbar an Netz + Zusatzmaschine gelegt; s. Fig. 11. Die Felder des Motors der Zusatzmaschine und der Motoren und Generatoren der Versuchsmaschine wurden entsprechend geregelt.

Bei Uebersetzungen, die größer oder kleiner als 1 waren, wurden nur die Motoren an Netz + Zusatzmaschine gelegt, während die Generatoren auf einen Wasserwiderstand geschaltet wurden.

Die Drehrichtung wurde durch einen für die vier Felder gemeinsamen Umschalter umgekehrt.

Fig. 12 gibt ein Bild der fertig aufgestellten Maschine mit einer Riemenscheibe von 2500 mm Dmr. auf der Welle des Spannrahmens.

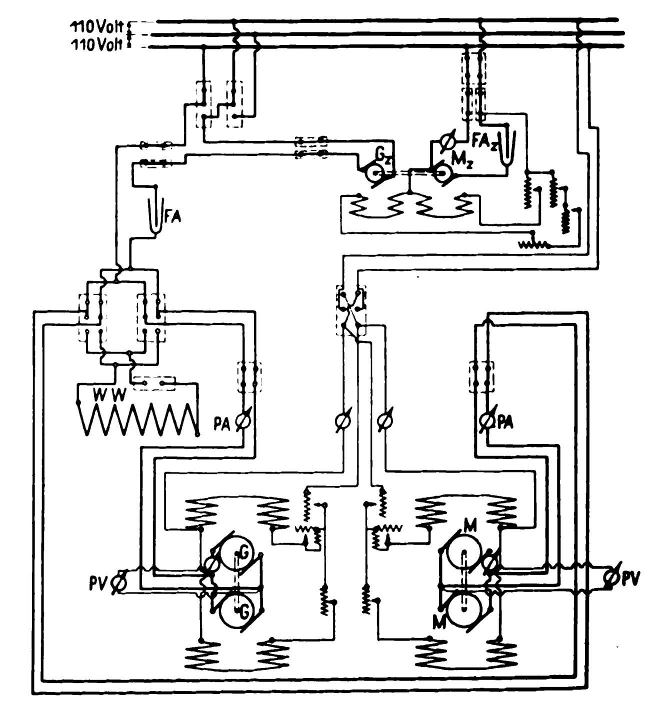
Bei der Ausgestaltung der Maschine wurde der Berichterstatter unterstützt durch den freundlichen und wertvollen Rat der Herren Geheimer Regierungsrat Professor Dr.-Ing. Martens in Berlin-Dahlem, Baudirektor Professor Dr.-Ing. von Bach in Stuttgart, Oberingenieur Böhmländer in Nürnberg und Oberingenieur Friedrichs in Benrath.

Die Einzelkonstruktion der Versuchsmaschine und der Riemen- und Seilscheiben wurde durchgeführt von meinen damaligen Assistenten, den Herren Ingenieuren Hocke und Heßling. Die Schaltung der elektrischen Maschinen wurde entworfen von Hrn. Dipl.-Ing. Gebele der Siemens-Schuckert-Werke.

Die Versuche selbst wurden im einzelnen unter Leitung des Hrn. Konstruktions-Ingenieurs Dr.-Ing. Heinel durchgeführt durch Hrn. Dipl.-Ing. Geisler. Die Auswertung und Zusammenstellung der Ergebnisse wurde hauptsächlich durch die Herren Dipl.-Ing. Geisler und Dipl.-Ing. Levetzow bewirkt.

Fig. 11.

Schaltung für die Uebersetzung 1 : 1.



MM Motoren der Versuchsmaschine
GG Generatoren der Versuchsmaschine
M₂ Motor der Zusatzmaschine
G₂ Generator der Zusatzmaschine
PA Präzisions-Amperemesser
PV Präzisions-Voltmesser
WW Wasserwiderstand
FA Flüssigkeitsanlasser der Versuchsmaschine
FA₂ Flüssigkeitsanlasser der Zusatzmaschine



Ihnen allen sei für Rat und Mitarbeit auch hier besonderer Dank ausgesprochen.

Die Versuchsmaschine wurde in den Werkstätten der Siemens-Schuckert-Werke ausgeführt; die schwierige Herstellung der schmiedeisernen Riemen- und Seilscheiben übernahm die Maschinenenbaugesellschaft Nürnberg, und zwar für eine Summe, die beträchtlich unter den Selbstkosten lag. Die Kugellager wurden von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken zunächst geliehen und später der Technischen Hochschule zu dauerndem Gebrauch überwiesen.

3) Meßeinrichtungen.

Zu messen waren: die eingeleitete und die abgeführte elektrische Leistung, die Riemenspannung und die Umlaufzahlen der beiden Wellen.

Es wurden folgende Instrumente in Zeiträumen von 2 Minuten abgelesen:

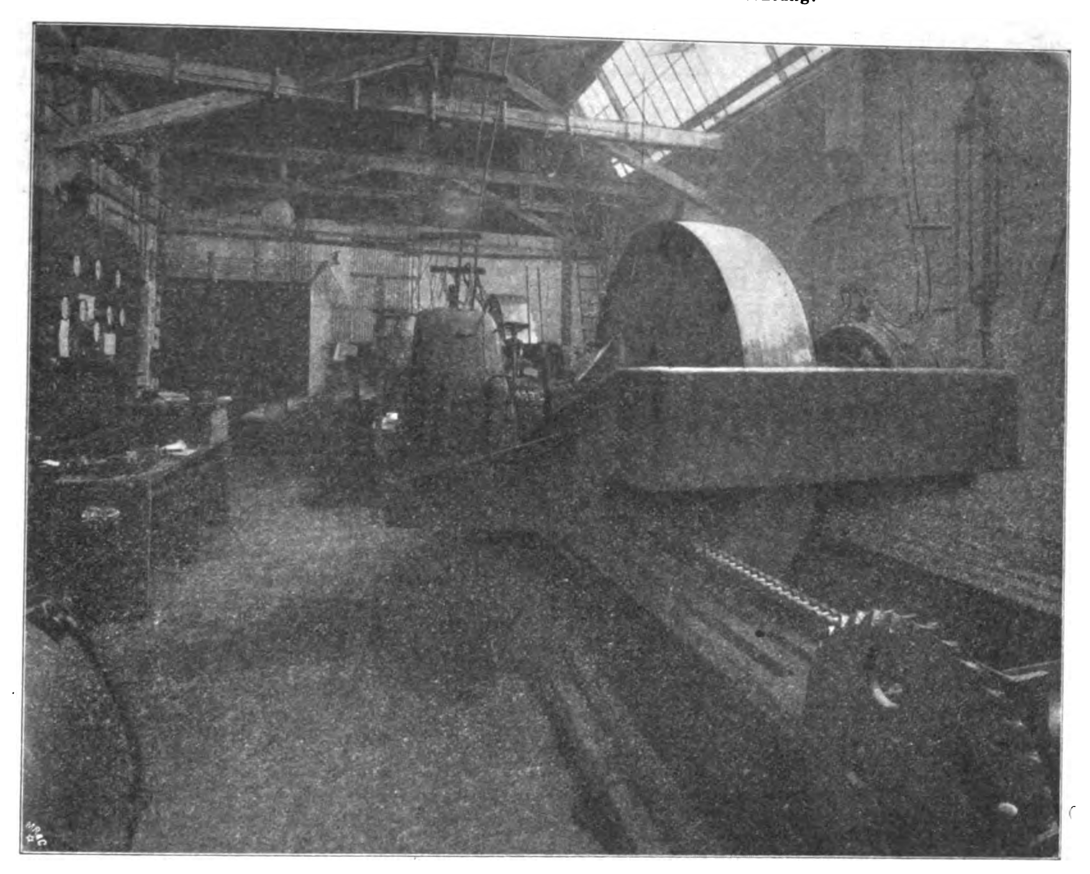
der Amperemesser der Motorengruppe,
» Voltmesser » »
» Amperemesser der Generatorengruppe,
» Voltmesser » »
das Manometer der vorderen Meßdose,
» » » hinteren » .

Vor Beginn und nach Schluß eines jeden Versuches von 10 Minuten Dauer wurden abgelesen:

die beiden Umlaufzähler,
die beiden Manometer und
der Achsenabstand.

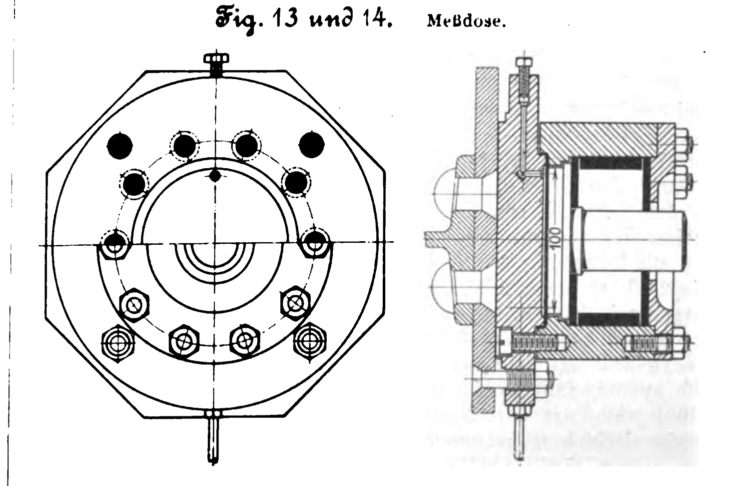
So einfach die Messung der elektrischen Leistungen war, so schwierig gestaltete sich die zuverlässige Messung der Riemenspannung. Es war von vornherein zu erwarten, daß es nicht gelingen würde, die Riemenscheiben und die Motoranker so genau auszubalanzieren, daß exzentrische Schwerpunktlagen ausgeschlossen würden. Daher mußte die Meßeinrichtung so beschaffen sein, daß sie trotz der bei 600 Umdrehungen zu erwartenden beträchtlichen Schwingungen gute Ablesungen zuließ. Messungen durch Wiegehebel mit Gewichtbelastungen waren demnach von vornherein auszuschließen. Auch Federdynamometer würden wegen des großen Hubes ihrer Federn sehr starke Pendelbewegungen veranlaßt haben. Es kam vielmehr darauf an, den Meßhub so klein wie nur irgend möglich zu machen, damit die unvermeidlichen Schwingungen wenigstens so kurz wie nur irgend möglich ausfielen.

Fig. 12. Die fertig aufgestellte Versuchseinrichtung.



Als das einzig geeignete Meßinstrument erschien die Meßdose, die bekanntlich von dem Amerikaner Emery eingeführt und von Martens außerordentlich vervollkommnet worden ist[1]). Es wurden daher zwei Meßdosen genau derselben Bauart, Fig. 13 und 14, beschafft, wie sie Martens als Normalinstrument für das neue Materialprüfungsamt eingeführt hat. Die Deckel der Meßdosen wurden durch Querstücke und je zwei Zugstangen mit dem Meßrahmen verbunden, so daß sich der Riemenzug unmittelbar auf die beiden Meßdosen übertrug. An diese Meßdosen wurden mittels Kupferröhrchen Manometer angeschlossen, die vorsichtshalber für graphische

Fig. 13 und 14. Meßdose.



[1]) s. Z. 1906 S. 1310.

Messung eingerichtet wurden. Die Manometer wurden an dem Schaltbrett neben den Volt- und Amperemessern befestigt, um übersichtliche Ablesungen zu ermöglichen.

Zur genauen Einstellung des Flüssigkeitsinhaltes des ganzen Systems wurden besondere Preßdosen, Fig. 15 und 16, in die Rohrleitungen eingeschaltet. Diese waren ebenso wie die Meßdosen gebaut, nur mit dem Unterschied, daß der auf der Membran lastende Stempel durch eine Stellschraube belastet wurde. Diese Einrichtung bedeutete im Grunde genommen nichts andres als eine Nullstellung für die Zeiger der Manometer.

Fig. 15 und 16. Preßdose.

Grundsätzlich haben sich diese Meßdosen für den vorliegenden Zweck vorzüglich bewährt; aber es bedurfte sehr zeitraubender Vorversuche und Erfahrungen, ehe diese Meßeinrichtungen den besondern Verhältnissen angepaßt waren.

Schließlich mußte noch der Schlupf gemessen werden. Dies geschah durch einfache Umlaufzähler, die mit den Wellen gekuppelt wurden. Um genau gleichzeitiges Ein- und Ausrücken für beide Wellen zu sichern, wurden beide Umlaufzähler mit einer elektromagnetischen Einrückvorrichtung ausgerüstet, die durch einen einzigen Schalter vom Schaltbrett aus bedient werden konnte.

4) Versuchsplan.

Der Zweck der Versuche war ein dreifacher. In erster Linie stand naturgemäß das Ziel, einheitliche Grundlagen für die Prüfung der Theorie der Riementriebe zu erhalten. Diese Einheitlichkeit konnte nur dann erreicht werden, wenn einige wenige Riemen unter möglichst verschiedenartigen Verhältnissen untersucht wurden, damit der Vergleich der Betriebsverhältnisse durch die Eigenart des Riemenmateriales nicht gestört wurde. Zur Erzielung eines einwandfreien Vergleiches mußte im besondern auch eine schädliche Ueberlastung des Riemens bei einzelnen Versuchen vermieden werden. Aus diesem Grunde wurden bei den Vergleichsversuchen Riemenbelastung und Riemenspannung so geregelt, daß die Belastung 30 kg/qcm im ziehenden Trum nicht überstieg. Erst nach Abschluß der Vergleichsversuche wurden einzelne Ueberlastungsversuche angestellt.

Diese Vorsichtsmaßregel, den Riemen nicht höher als bis zu 30 at zu spannen, war vielleicht überflüssig; es zeigte sich später, daß die Messung des Achsdruckes ein sehr gutes Mittel war, um die bleibende Dehnung und damit die zulässige Belastungsgrenze des Riemens zu erkennen, und daß man unter günstigen Umständen die Grenze von 30 at recht gut überschreiten könnte, ohne den Riemen zu schädigen. Der einmal festgesetzte Versuchsplan wurde aber zunächst festgehalten, um einwandfreie Vergleichsergebnisse zu gewinnen; einige Ueberlastungsversuche über die Grenze von 30 at hinaus wurden nach Schluß der Hauptversuche für sich ausgeführt.

Aus diesen Vergleichsversuchen mußte vor allem Aufschluß über das Verhältnis der Spannungen im ziehenden und im gezogenen Trum und damit über die beobachteten Höchstbeträge der Reibungswerte geschöpft werden. Im besondern mußte der Einfluß der Vorspannung, der Nutzspannung, der Geschwindigkeit und des Scheibendurchmessers auf den Reibungswert untersucht werden.

Für diese Untersuchungen des Reibungswertes waren gerade die Versuche mit geringer Anspannung verwertbar.

In zweiter Linie kam es darauf an, die Wirkungsgrade festzustellen. Auch hierfür waren die Versuche mit geringer Anspannung gut verwendbar. Denn bei Steigerung der Anspannung nähert sich der Wirkungsgrad sehr bald einem Höchstwert, den er dann nahezu unveränderlich beibehält.

In dritter Reihe mußte versucht werden, die zulässigen Grenzbelastungen des Riemens zu finden. Weder der Schlupf noch der Wirkungsgrad geben Aufschluß über die Grenze. Nur die Beobachtung der bleibenden Riemendehnung — die an den Manometern der Meßdosen genau erkennbar ist — gewährt einen Einblick in das Verhalten des Riemens, aber nur dann, wenn die Versuchsdauer sehr reichlich bemessen wird. Kurzzeitige Versuche unter einer Stunde geben keinen Aufschluß darüber, ob eine Ueberlastung vorhanden ist.

Die in erster und zweiter Linie geplanten Versuchsreihen sind bisher durchgeführt; dagegen ist die dritte Reihe, die möglichst verschiedenartiges Riemenmaterial bedingt, und bei der nur Dauerversuche zu einem brauchbaren Ergebnis führen können, bisher erst begonnen worden.

Die ausgeführte Versuchsmaschine mit abnormalen Motoren, Lagern und Scheiben ermöglichte zuverlässige Messungen bei hohen Geschwindigkeiten, erforderte aber beträchtliche Anlagekosten. Die einzelnen Teile hätten nur in sehr geringem Umfang wieder verwandt werden können, weil die Einzelteile zu sehr von den Normalien abweichen; es wäre daher im wesentlichen nur ein Verkauf zu Altmaterialpreisen übrig geblieben. Der Verband deutscher Ledertreibriemen-Fabrikanten und der Verein deutscher Ingenieure entschlossen sich daher, von dem Verkauf der Einzelteile abzusehen und die ganze Versuchsmaschine einschließlich der kostspieligen Riemen- und Seilscheiben der Technischen Hochschule zu Berlin zur Fortführung der Versuche zu überlassen. Da der für die Versuche in den Siemens-Schuckert-Werken zu Charlottenburg zur Verfügung gestellte Raum nicht länger entbehrt werden konnte, so mußte für eine anderweitige Aufstellung Sorge getragen werden. Durch die Uebersiedlung der Königl. mechanisch-technischen Versuchsanstalt — des jetzigen Königl. Materialprüfungsamtes — nach Groß-Lichterfelde wurden Räume frei, von denen ein langgestreckter schmaler Raum zu einem Versuchsfeld für Maschinenelemente bestimmt wurde. Dieser Raum erwies sich in seinen Abmessungen als geeignet für die Aufnahme der Versuchsmaschine. Zur endgültigen Beschaffung der bis dahin nur leihweise überlassenen Elektromotoren und Instrumente wurde von der Staatsregierung ein entsprechender Zuschuß geleistet.

Durch diese Neuaufstellung und -ausrüstung wurde die Versuchsanlage zu einer dauernden Einrichtung umgewandelt, so daß das ursprünglich beschränkte Versuchsprogramm beliebig erweitert und auf Riemen und Seile aller Art ausgedehnt werden kann. Da elektrischer Strom aus dem Maschinenlaboratorium ohnehin zur Verfügung steht, so sind die laufenden Kosten der Versuche, nachdem einmal die Anlage geschaffen ist, verschwindend gering. Dem Fortgang der Versuche entsprechend wird der Berichterstatter diesem vorläufigen Bericht über die Grundlagen laufende Ergänzungsberichte über die gefundenen Belastungsgrenzen folgen lassen.

5) Zusammenfassung der Riemenversuche.

1) Die Vorspannung k_v kann wesentlich kleiner sein, als die übliche Rechnung annimmt, weil der Reibungswert sich bis auf das Doppelte der üblichen Zahl steigend erwiesen hat. Infolge der kleineren Vorspannung fällt die Gesamtspannung des Riemens kleiner aus, oder bei gleicher Gesamtspannung kann die Nutzspannung entsprechend erhöht werden.

Dieser Vorteil kann naturgemäß nur dann in vollem Maße ausgenutzt werden, wenn eine Spannvorrichtung vor-

handen ist, welche die Vorspannung genau ein- und nachzustellen erlaubt. Durch Anwendung von Spannvorrichtungen (Spannschlitten der Elektromotoren) werden Riementriebe gewissermaßen zu Präzisions-Maschinenelementen umgestaltet.

2) Die Gesamtspannung $k_v + {}^1/_2\, k_n$ ruft nicht diejenige Riemendehnung hervor, die sich rechnungsmäßig aus Vorspannung und Nutzspannung ergeben würde, sondern die Dehnung bleibt um so mehr hinter diesem Wert zurück, je größer die Geschwindigkeit ist, weil der Dehnungswechsel im belasteten Riemen anscheinend dem raschen Spannungswechsel nicht zu folgen vermag.

3) Der Wirkungsgrad η steigt mit zunehmender Nutzspannung sehr rasch an, bleibt dann bis zu einer gewissen Nutzspannung nahezu unveränderlich und fällt mit noch weiter zunehmender Nutzspannung ganz langsam ab. In Fig. 17 und 18 sind die beobachteten Wirkungsgrade über-

Fig. 17.

Grenzen des Wirkungsgrades einfacher Riemen von 375 mm Breite.

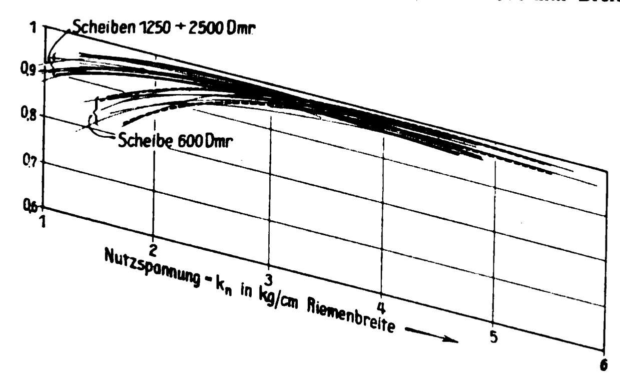
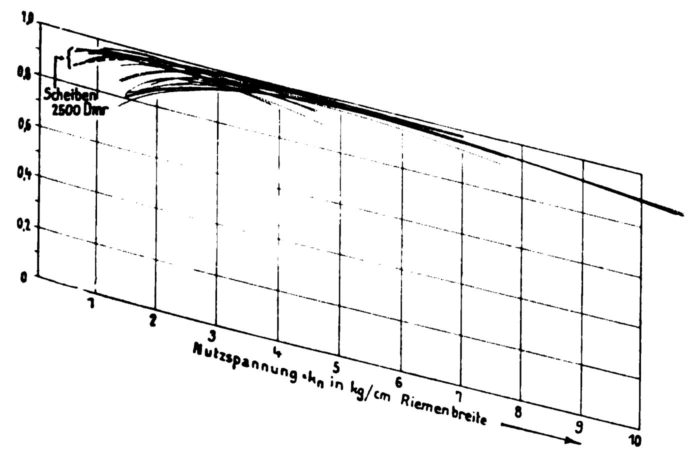


Fig. 18.

Grenzen des Wirkungsgrades von 400 mm breiten Doppelriemen.



einander gezeichnet und das so entstandene Büschel durch Grenzlinien umhüllt. Der Höchstwert des Wirkungsgrades bewegt sich innerhalb der Nutzspannungen von 2 bis 6 kg auf 1 cm Riemenbreite zwischen den Grenzen von 0,94 bis 0,98. Innerhalb der Auflaufspannung des ziehenden Trums von $k_v - k_f + {}^1/_2\, k_n = 5$ bis 15 kg/cm bleibt der Höchstwert des Wirkungsgrades zwischen den Grenzen von 0,95 bis 0,98. Die angegebenen Werte beziehen sich auf die Verluste durch Schlupf, Steifigkeit und durch den Luftwiderstand des Riemens selbst; nicht enthalten sind darin Lagerreibung und Luftwiderstand der Scheiben.

4) Der Reibungswert μ hat sich wesentlich größer ergeben, als vorausgesetzt wird: die beobachteten Grenzwerte, bei denen der Gleitschlupf beginnt, liegen zwischen 0,6 und 0,8, während unmittelbare Reibungsversuche Grenzwerte von nur 0,16 bis 0,28 bei Doppelriemen und von 0,24 bis 0,46 bei einfachen Riemen liefern. Der Grenzwert von μ liegt um so höher, je größer der Scheibendurchmesser und die Riemengeschwindigkeit sind; für Holzscheiben ist er beträchtlich größer als für Eisenscheiben. Die hohen Betriebswerte von μ sind nur dadurch zu erklären, daß der Riemen nicht nur durch seine Eigenspannung, sondern auch durch Adhäsionswirkung an die Scheibe angepreßt wird, indem das Längen auf der getriebenen Scheibe und das Einkriechen auf der treibenden Scheibe den Riemen an die Scheibe ansaugt.

5) Der scheinbare Schlupf σ steigt in gleichem Verhältnis mit der Nutzspannung k_n, entsprechend der von Bach aufgestellten Beziehung

$$\sigma = \alpha\, k_n{}^{st} = \frac{\alpha\, k_n{}^{kg/cm}}{s^{cm}},$$

wobei sich α zu ${}^1/_{1100}$ ergeben hat. Erst wenn das Spannungsverhältnis $\frac{k_v + {}^1/_2\, k_n}{k_r - {}^1/_2\, k_n} = e^{\mu\omega}$ so groß geworden ist, daß μ den Wert 0,6 bis 0,8 erreicht hat, vergrößert sich der scheinbare Schlupf plötzlich auf einen Gleitschlupf.

Aus der Schlupfmessung bei verschiedener Uebersetzung ergab sich, daß der Durchmesser $D_r = D + s$ als der für die Uebersetzung maßgebende zu betrachten ist. Dabei ist s die Riemendicke.

6) Die Geschwindigkeit v des Riemens übt einen Einfluß sowohl auf die Gesamtspannung als auch auf den Reibungswert aus. Bei Geschwindigkeiten von mehr als 20 m/sk fällt die gemessene Auflaufspannung des ziehenden Trums $k_a + {}^1/_2\, k_n$ um so mehr größer als die rechnungsmäßige Auflaufspannung $k_v - k_f + {}^1/_2\, k_n$ aus, je größer die Geschwindigkeit ist. Der Grund dieser Erscheinung liegt vermutlich in dem Umstand, daß bei großer Geschwindigkeit der Dehnungswechsel dem raschen Spannungswechsel nicht zu folgen vermag. Bei höherer Geschwindigkeit sind ferner größere Grenzwerte von μ festgestellt worden; die Ursache hiervon dürfte, wie bereits erwähnt, darin zu finden sein, daß der Riemen infolge des Längens auf der getriebenen und infolge des Einkriechens auf der treibenden Scheibe um so mehr an die Scheibe angesogen wird, je größer die Geschwindigkeit ist. Beide Umstände wirken in dem Sinne, daß bei gleichbleibender Gesamtspannung die zulässige Nutzspannung, das heißt die Uebertragungsfähigkeit des Riemens, bei höherer Geschwindigkeit größer ist, als es nach der bisher üblichen Rechnung erwartet werden durfte.

7) Der Scheibendurchmesser beeinflußt den Reibungswert μ in dem Sinne, daß μ um so höher ausfällt, je größer der Scheibendurchmesser ist. Diese Beobachtung läßt es im Zusammenhang mit der unter 6) genannten Erscheinung zweckmäßig erscheinen, Riementriebe mit großen Scheibendurchmessern und hohen Geschwindigkeiten gegenüber solchen mit kleinen Scheiben und Geschwindigkeiten zu bevorzugen.

8) Das Scheibenmaterial kommt insofern sehr merkbar zur Geltung, als Scheiben aus Holz beträchtlich höhere Werte von μ ergeben haben als eiserne Scheiben; dieser Einfluß des Materiales ist so groß, daß er den des Scheibendurchmessers überwiegt. Es empfiehlt sich daher um so mehr, die Scheiben aus Holz auszuführen, je kleiner sie sind. Diese Beobachtung gilt zunächst nur für Scheiben bis zu 600 mm Dmr.; ob sich bei größeren Durchmessern der Einfluß des Materiales in demselben Maße geltend macht, muß noch festgestellt werden.

9) Eine Spannrolle, die richtig bemessen und gelagert ist — in unmittelbarer Nähe der kleinen Scheibe, am gezogenen Trum, und von einem Durchmesser gleich dem anderthalbfachen bis doppelten der kleinen Scheibe —, verringert bei Geschwindigkeiten bis zu etwa 30 m/sk den Wirkungsgrad nur sehr wenig, erhöht aber infolge des größeren umspannten Bogens das Spannungsverhältnis und mit ihm die übertragbare Nutzleistung. Entgegen dem herrschenden Vorurteil gegen Spannrollen, das auf schlechte Ausführungen zurückzuführen ist, ist daher die Einschaltung einer Spannrolle immer dann zu empfehlen, wenn eine große Uebersetzung angestrebt wird. Da die Spannrolle gestattet, den Riemen jederzeit mit dem zulässigen Mindestwert der Vorspannung zu betreiben, so wird der Riemen sehr geschont.

10) Die zulässige Nutzspannung k_n ist unabhängig von der dem Riemen zuträglichen Gesamtspannung $k_t = k_v + {}^1/_2 k_n$, von der Riemengeschwindigkeit v, von dem Reibungswert μ und von dem Scheibendurchmesser D. Nach den

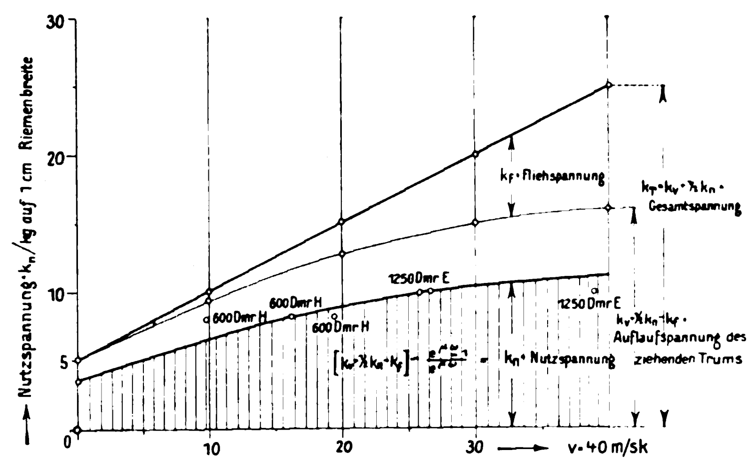
Versuchsergebnissen muß die dem Bericht vorangestellte Figur 1, die den Zusammenhang zwischen k_T, k_n und v veranschaulicht, in zweifacher Weise umgestaltet werden.

Zunächst hat sich ergeben, daß die Dehnung des Riemens nicht den Wert erreicht, der rechnungsmäßig der Gesamtspannung $k_v + {}^1/_2 k_n$ entspricht, und zwar um so weniger, je höher die Geschwindigkeit ist. Man wird daher die zulässige Gesamtspannung nicht als eine gleichbleibende Größe einführen dürfen, sondern wird sie für größere Geschwindigkeiten etwas höher, für kleinere etwas niedriger wählen müssen (Bach: »Maschinenelemente«, 9. Aufl. S. 383). In der neuen Figur 19 ist zunächst willkürlich $k_v + {}^1/_2 k_n$ für $v = 0$ zu 5 kg/cm und für $v = 40$ zu 25 kg/cm für einfache Riemen auf Scheiben von 1000 mm Dmr. gewählt worden. Von der Linie, die diese Gesamtspannung darstellt, ist zunächst ebenso wie in Fig. 1 die Fliehspannung k_f in Abzug gebracht worden, so daß die Ordinate der neuen Linie dem Wert $k_v + {}^1/_2 k_n - k_f$, also der Auflaufspannung des ziehenden Trums, entspricht.

Ferner hat sich bei den Versuchen herausgestellt, daß der Riemen nicht nur durch seine Eigenspannung, sondern auch durch Adhäsionswirkung an die Scheiben angepreßt wird, so daß der Reibungswert μ wesentlich höher gemessen wurde, als die übliche Reibung ihn voraussetzt. Diesem Ergebnis entsprechend sind nicht mehr der Reibungswert

Fig. 19.

Zulässige Riemenbelastung nach den Versuchen, gültig für einfache Riemen auf Scheiben von 1000 mm Dmr. unter günstigen Umständen.



$\mu = 0{,}28$, das Spannungsverhältnis $e^{\mu\omega} = 2$ und der Quotient $\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} = 0{,}5$, wie bei Fig. 1, sondern der Wert $\mu = 0{,}5$, das Spannungsverhältnis $e^{\mu\omega} = 3{,}5$ und der Quotient $\frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}} = 0{,}7$ der neuen Figur 19 zugrunde gelegt worden. Aus der Linie für $k_v + {}^1/_2 k_n - k_f$ ergibt sich dann die Kurve für $[k_v + {}^1/_2 k_n - k_f] \frac{e^{\mu\omega} - 1}{e^{\mu\omega}}$, deren Ordinate nichts andres als die zulässige Nutzspannung k_n darstellt.

Diese letztere Linie für k_n umschließt die Werte aller Versuche, die bisher ausgeführt wurden. Da diese Versuche mit großer Vorsicht angestellt wurden, um die Vergleichsriemen nicht zu schädigen, so ist zu erwarten, daß weitergehende Dauerversuche eine Höherlegung der Linie für k_n zulassen werden. Für größere Scheibendurchmesser sind die Werte für k_n dem größeren beobachteten μ entsprechend zu erhöhen, für kleinere Durchmesser entsprechend zu erniedrigen.

Jedenfalls stimmt aber der Verlauf der Linie für k_n relativ mit den Werten überein, die aus den Erfahrungen der Praxis durch die Veröffentlichungen von C. Otto Gehrckens in Hamburg bekannt geworden sind.

11) Dauerversuche mit verschiedenartigem Riemenmaterial (Chromleder, Gummi, Balata, Baumwolle, Kamelhaar) müssen noch durchgeführt werden, um die für dauernden Betrieb zulässige Gesamtspannung $k_v + {}^1/_2 k_n$ in einwandfreier Weise festzustellen. Die Durchführung solcher Dauerversuche wird die nächste Aufgabe der im Versuchsfeld für Maschinenelemente der Technischen Hochschule Berlin dauernd aufgestellten Riemen-Versuchsmaschine sein

12) Die bisher übliche Prüfung von Riemen durch Festigkeitsversuche liefert aus zwei Gründen keinen Maßstab für die Brauchbarkeit des Riemens im praktischen Betrieb: einmal ist die Festigkeit überhaupt nicht maßgebend, sondern das Verhältnis der elastischen zur bleibenden Dehnung, die Fähigkeit, raschen Spannungswechsel zu ertragen, die Schmiegsamkeit, die Ansaugefähigkeit und andres mehr. Außerdem zwingt die Festigkeitsprüfung dazu, aus dem Riemen verhältnismäßig kleine Stücke herauszuschneiden, gibt also überhaupt kein Bild für das Verhalten des ganzen Riemens.

Eine einwandfreie Prüfung von Riemen kann vielmehr nur in der Weise ausgeführt werden, daß man den Riemen in ganzer Länge und Breite auf die Versuchsmaschine auflegt und dem Dauerversuch mit einer Belastung unterwirft, die man so lange steigert, bis die bleibende Dehnung so groß wird, daß sich kein Beharrungszustand mehr einstellt. Der Hauptzweck der Versuchseinrichtung wird daher voraussichtlich darin bestehen, daß sie als dauernde Prüfstelle zur Untersuchung aller solcher Riemen dienen wird, an die besonders hohe Anforderungen hinsichtlich Belastung, Geschwindigkeit, Feuchtigkeitsgehalt der Luft, Temperatur oder sonstwie gestellt werden.

6) Zusammenfassung der Seilversuche.

1) Die Vorspannung K_v kann beträchtlich unter den rechnungsmäßigen Wert sinken, ohne daß Gleiten eintritt. Bei gleicher Gesamtspannung K_t kann dementsprechend die Nutzspannung bis zu einem Höchstwert von etwa $0{,}8\,K_t$ steigen, statt $0{,}5\,K_t$, wie bei der üblichen Rechnung angenommen.

Dieser Vorteil kann indessen nur dort ausgenutzt werden, wo eine Spannvorrichtung vorhanden ist, welche die Vorspannung richtig ein- und nachzustellen erlaubt. Seiltriebe ohne Spannvorrichtung werden im allgemeinen immer mit zu hohen Vorspannungen arbeiten, weil mit Rücksicht auf bleibende Dehnungen und auf Feuchtigkeitswechsel von vornherein eine zu hohe Vorspannung gegeben werden muß. Im Durchschnitt wird für Seiltriebe mit Spannvorrichtung eine Vorspannung von

$K_v = 200$ kg für 1 Rundseil von 50 mm Dmr.

und für Seiltriebe ohne Spannvorrichtung eine Vorspannung von

$K_v = 400$ kg für 1 Rundseil von 50 mm Dmr.

genügen.

2) Die Gesamtspannung $K_v + {}^1/_2 K_n$ ruft nicht diejenige Dehnung hervor, die dem Dehnungskoeffizienten entsprechen würde; die Dehnung bleibt vielmehr stark hinter diesem Wert zurück, wenn die Seilgeschwindigkeit mehr als 20 m/sk beträgt, und zwar sowohl bei geringer wie bei großer Belastung.

3) Der Wirkungsgrad η steigt in allen Fällen mit zunehmender Nutzspannung sehr rasch an. Bei Anwendung von nur einem Seil bleibt η bis zu einem hohen Wert der Nutzspannung nahezu unveränderlich und fällt dann langsam ab. Bei Parallelschaltung von 4 Seilen dagegen fällt der Wirkungsgrad unmittelbar nach Erreichung des Höchstwertes wieder merklich ab. Die Grenzen der Höchstwerte liegen bei 1 Seil zwischen $\eta = 0{,}94$ bis $0{,}96$, und zwar bei $K_n = 80$ bis 120 kg; bei 4 Seilen liegen sie zwischen $\eta = 0{,}89$ bis $0{,}94$ bei $K_n = 35$ bis 45; bei dem Kreisseiltrieb liegt η zwischen $0{,}86$ und $0{,}90$ bei $K_n = 50$ bis 60 kg. In Fig. 20 sind die beobachteten Wirkungsgrade übereinander gezeichnet und die so erhaltenen Linienbüschel durch Grenzlinien umhüllt.

Während bei Riementrieben die Fläche der η-Werte einen Bergrücken mit der Achse $K_v - K_f + {}^1/_2 K_n = 7{,}5$ bei einfachen und $= 15$ bei Doppelriemen bildet, fällt bei den Seiltrieben die Achse des Hügelrückens mit der Linie $K_v = 100$ bis 200 kg pro Seil zusammen: es gibt also bei Seiltrieben eine günstigste Vorspannung $= 100$ bis 200 kg, während bei den Riementrieben eine günstigste Auflaufspannung des ziehenden Trums zu beobachten war. Die gemessenen Werte von

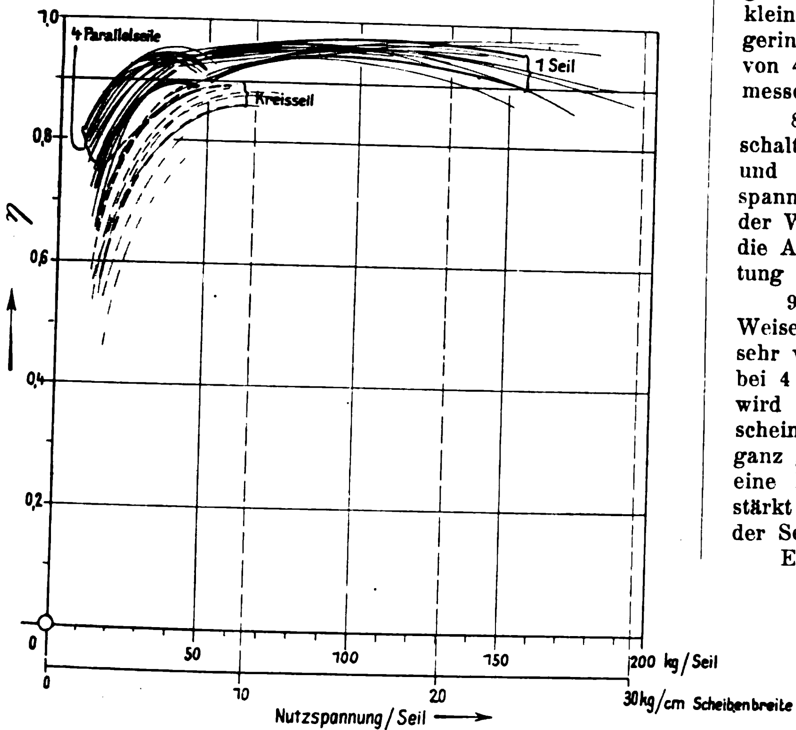
η gelten für die Verluste durch Schlupf, Steifigkeit und durch den Luftwiderstand der Seile selbst; nicht enthalten sind darin Lagerreibung und Luftwiderstand der Scheiben. Die Lagerreibung ist bei den Seiltrieben beträchtlich größer als bei den Riementrieben, weil Seile im Durchschnitt mit größerer Vorspannung aufgelegt werden als Riemen, damit sie glatten, eleganten Lauf zeigen.

Ein Vergleich zwischen den Wirkungsgraden der Riemen und der Seile läßt sich nicht allgemein, sondern naturgemäß nur von Fall zu Fall stellen. Leistung, Geschwindigkeit, Scheibendurchmesser, Achsenabstand, Uebersetzung und Betriebseigentümlichkeiten werden in jedem einzelnen Fall berücksichtigt werden müssen.

Mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt beim Seiltrieb der Wirkungsgrad merklich, während er beim Riementrieb mit steigender Geschwindigkeit eher zunimmt, keinesfalls aber sinkt. Für große Geschwindigkeiten wird daher der Riemen wirtschaftlicher sein.

Fig. 20.

Grenzen des Wirkungsgrades von Rundseilen mit 80 mm Dmr.



Bei Seiltrieben nimmt mit abnehmendem Scheibendurchmesser der Wirkungsgrad rasch ab, weil die Seilsteifigkeit sich zunehmend bemerkbar macht. Bei Riementrieben kommt der Einfluß des Durchmessers nur in geringem Grade zur Geltung. Dort, wo man zur Anwendung von kleinen Scheibendurchmessern gezwungen ist, wird man daher wirtschaftlicher Riemen verwenden.

Spannvorrichtungen sind für die Wirtschaftlichkeit sowohl der Riemen als auch der Seile zweckmäßig, weil sie gestatten, mit geringster, d. h. günstigster Vorspannung zu arbeiten. Während aber bei Riemen sowohl der Spannschlitten als auch die Spannrolle wirtschaftlich arbeitet, trifft dies bei Seilen nur für den Spannschlitten zu.

Der Höchstwert des Wirkungsgrades steigt beim einfachen und beim Doppelriemen auf 0,98, beim einseiligen Trieb auf 0,97, bei Rundseilen in Parallelschaltung auf 0,95, und bei 4 Rundseilen in Kreisseilschaltung auf 0,90, bei günstigster Vorspannung in allen Fällen.

Zu den gemessenen Verlusten kommt noch die Lagerreibung, die im allgemeinen bei Rundseilen größer als bei Riemen und bei Trapezseilen größer als bei Rundseilen sein wird.

4) Der Reibungswert μ ist bis zu $\mu = 0,6$ wiederholt beobachtet worden, ohne daß Gleitschlupf eingetreten ist. Eine Ausnutzung dieser Beobachtung wird naturgemäß nur bei solchen Seiltrieben möglich sein, die mit Spannschlitten ausgerüstet sind, wie es bei Dynamomaschinen und Elektromotoren der Fall ist.

5) Der scheinbare Schlupf σ ist bei Seiltrieben verschwindend klein; man muß daher annehmen, daß der Dehnungswechsel sich nicht wie bei Riementrieben auf der Scheibe vollzieht, sondern im wesentlichen erst beim Ablauf von der Scheibe eintritt.

6) Die Geschwindigkeit v beeinflußt die Auflaufspannungen in dem Sinne, daß diese tatsächlich größer beobachtet werden, als die Rechnung erwarten läßt. Bei Geschwindigkeiten über 20 m/sk vermag der Dehnungswechsel dem Spannungswechsel nicht zu folgen; es treten kleinere Dehnungen ein, als Spannung und Dehnungskoeffizient sie bedingen würden. Infolgedessen kann die Gesamtspannung bei größeren Geschwindigkeiten größer gewählt werden als bei geringen, ohne daß schädliche Dehnungen zu befürchten sind.

7) Der Scheibendurchmesser bewirkt bei Anwendung von einem Seil, daß der Höchstwert des Wirkungsgrades bei größerem Durchmesser zwar derselbe ist wie bei kleinerem, daß er aber bei größerem Durchmesser schon bei geringerer Nutzspannung erreicht wird. Bei Verwendung von 4 Seilen bewirkt die Vergrößerung des Scheibendurchmessers eine beträchtliche Erhöhung des Wirkungsgrades.

8) Eine Spannrolle bewirkt bei Seilen in Parallelschaltung beträchtliche Verminderung des Wirkungsgrades und erhöht die Reibungswerte nur im Verhältnis der umspannten Bogen, während bei Riementrieben mit Spannrolle der Wirkungsgrad auf voller Höhe bleibt. Es wäre daher die Anwendung von Spannrollen bei Seilen in Parallelschaltung unzweckmäßig.

9) Die Seilzahl beeinflußt den Wirkungsgrad in der Weise, daß bei einem Seil η seinen Höchstwert innerhalb sehr weiter Grenzen der Nutzspannung beibehält, während bei 4 Seilen der Höchstwert bereits bei $K_n = 40$ kg erreicht wird und dann ein merkliches Fallen eintritt. Diese Erscheinung läßt darauf schließen, daß die Belastung nicht ganz gleichmäßig verteilt ist, sondern daß das straffste Seil eine höhere Belastung erfährt. Diese Vermutung wird bestärkt durch die Versuche über die gegenseitige Wanderung der Seile.

Eine Ergänzung der Seilversuche wird in der Weise erwünscht sein, daß 1 bis 6 Seile von 40 mm Dmr. in Parallelschaltung aufgelegt werden; es wird dann möglich sein, die Belastung weiter zu treiben als bei den Seilen von 50 mm Dmr. Bei letzteren war eine höhere Belastung nicht möglich, weil die gleichmäßige Verteilung auf die beiden parallel geschalteten Elektromotoren unter den damaligen Versuchsverhältnissen Schwierigkeiten bereitete.

10) Die Schaltung der Seile übt einen sehr großen Einfluß auf den Wirkungsgrad aus: bei dem Kreisseiltrieb liegt η durchweg beträchtlich tiefer als bei parallel geschalteten Seilen: Höchstwert der letzteren $\eta = 0,95$ gegen 0,90 beim Kreisseil.

11) Die Art der Seile macht sich insofern geltend, als der Wirkungsgrad der Trapezseile um ein geringes tiefer liegt als der der Rundseile, weil erstere eine beträchtlich höhere Vorspannung erhalten müssen, um schwankungsfrei zu laufen.

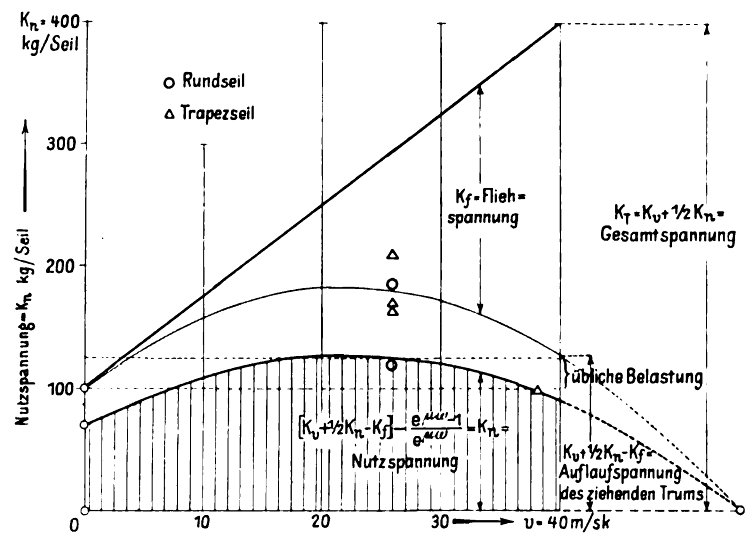
12) Die Größe der Uebersetzung und die Lage des ziehenden Trums haben beim Seiltrieb keinen Einfluß auf den Wirkungsgrad.

13) Die Nutzspannung K_n ist abhängig von der dem Seil zuträglichen Gesamtspannung $K_T = K_v + {}^1/_2 K_n$, von der Seilgeschwindigkeit v, von dem Reibungswert η und von dem Scheibendurchmesser D.

Bei großer Seilgeschwindigkeit erreicht nach den Versuchsergebnissen die Dehnung des Seiles nicht den Wert, der rechnungsmäßig der Gesamtspannung $K_v + {}^1/_2 K_n$ entspricht. Man wird daher die Gesamtspannung für größere Geschwindigkeiten höher wählen dürfen als für geringere Geschwindigkeiten. In Fig. 21 ist die Gesamtspannung $K_v + {}^1/_2 K_n$ zunächst willkürlich für $v = 0$ zu 100 kg und für $v = 40$ m/sk zu 400 kg für Seile auf Scheiben von

Fig. 21.

Zulässige Seilbelastung nach den Versuchen, gültig für Seile von 50 mm Dmr. auf Scheiben von 1000 mm Dmr.



1000 mm Dmr. gewählt worden. Von dieser Linie ist die Fliehspannung K_f in Abzug gebracht worden; die Ordinaten der neuen Linie stellen den Wert $K_v + {}^1/_2 K_n - K_f$, das heißt die Auflaufspannung des ziehenden Trums dar.

Der Reibungswert hat sich bei den Versuchen bis zu $\mu = 0{,}6$ erwiesen; legt man einen Wert von $\mu = 0{,}5$ und einen umspannten Bogen $= 0{,}4$ des ganzen Umfanges zugrunde, so wird das Spannungsverhältnis $e^{\mu\omega} = 3{,}5$. Die zulässige Nutzspannung ergibt sich dann zu

$$K_n = [K_v + {}^1/_2 K_n - K_f]\,\frac{3{,}5-1}{3{,}5} = [K_v + {}^1/_2 K_n - K_f]\,0{,}7,$$

d. h. die Ordinaten der vorher gezogenen Kurve sind im Verhältnis 0,7:1 zu teilen; die so ensttandene neue Linie gibt die höchstzulässige Nutzspannung für jede Seilgeschwindigkeit an.

Die tatsächlich gemessenen Versuchswerte liegen zum Teil beträchtlich über der genannten Linie. Die durch einen Kreis bezeichneten Versuche gelten für Rundseile, die durch ein Dreieck hervorgehobenen für Trapezseile. Zu beachten ist, daß bei diesen Versuchen immer nur ein Seil auf den Scheiben lag. Die Versuche mit mehreren Seilen in Parallelschaltung konnten mit Rücksicht auf die Belastungsfähigkeit der Elektromotoren nicht so weit getrieben werden, um die Belastungsgrenzen zu finden.

Für größere Scheibendurchmesser können die zulässigen Werte für K_n im Verhältnis der gefundenen μ-Werte erhöht werden, bei kleinerem Durchmesser ist K_n in der gleichen Weise niedriger zu halten.

14) Dauerversuche werden auch für Seile noch angestellt werden müssen, um die Grenzen für K_n für Seile verschiedenen Ursprunges festzustellen, da kurzzeitige Versuche wohl über Wirkungsgrad und Reibungswert zuverlässigen Aufschluß geben, nicht aber über die bleibende Dehnung. Letztere aber muß als die maßgebende Größe für die Wahl von K_n um so mehr betrachtet werden, als bei Seiltrieben Spannschlitten nur in den seltensten Fällen angebracht werden können und Spannrollen aus wirtschaftlichen Gründen auszuschließen sind.

15) Eine Prüfung von Seilen kann in einwandfreier Weise ebenso wie bei Riemen nur in der Weise bewirkt werden, daß die Seile in ganzer Länge auf die Versuchsmaschine aufgelegt und einem Dauerversuch mit Belastung unterzogen werden. Die Belastung wird dabei solange allmählich zu steigern sein, bis die bleibende Dehnung so groß wird, daß ein Beharrungszustand nicht mehr eintritt. Die Versuchsmaschine wird daher nicht nur über die Güte von Riemen, sondern auch von Seilen entscheiden müssen.

Die Internationale Schiffahrtausstellung in Bordeaux 1907.

Von **W. Kaemmerer.**

Die von der Ligue Maritime Française mit weitgehender Unterstützung der französischen Regierung veranstaltete Ausstellung ist am 1. Mai eröffnet worden, wobei sich nach den bisherigen Erfahrungen wohl kaum jemand gewundert hat, daß am Eröffnungstage nur ein verschwindend kleiner Teil der Ausstellung soweit fertiggestellt war, um ein ungefähres Bild der in ziemlich großem Rahmen gedachten Veranstaltung zu bieten. Auch heute noch[1]) befindet sich kaum etwa der dritte Teil der Ausstellung einigermaßen in dem Zustande, der eine Uebersicht über das Gebotene gestattet. Auch ein amtlicher Katalog der Aussteller und ein Führer durch die einzelnen Abteilungen ist noch nicht erschienen; dennoch läßt sich bereits erkennen, daß neben Frankreich sein neuer Verbündeter, England, am meisten dazu beitragen wird, dem Besucher einen Ueberblick über den Stand der Schiffbauindustrie und der verwandten Industrien zu verschaffen.

Von den fremden Nationen, die sich an der Ausstellung beteiligt haben, wäre außer England noch Belgien zu nennen, das als stammverwandtes Land die Gelegenheit ergriffen hat, um durch seinen ersten Industriellen, die Société anonyme John Cockerill, zu zeigen, welche Leistungen auf schiffbautechnischem Gebiet in den letzten Jahren hier hervorgebracht worden sind. Deutschland ist nur mit einer allerdings recht ansehnlichen Ausstellung des Norddeutschen Lloyds und der Hamburg-Amerika-Linie vertreten, die sich aber hauptsächlich darauf beschränkt, das Interesse des reiselustigen Publikums zu erwecken.

Fig. 1.

Lageplan der Ausstellung.

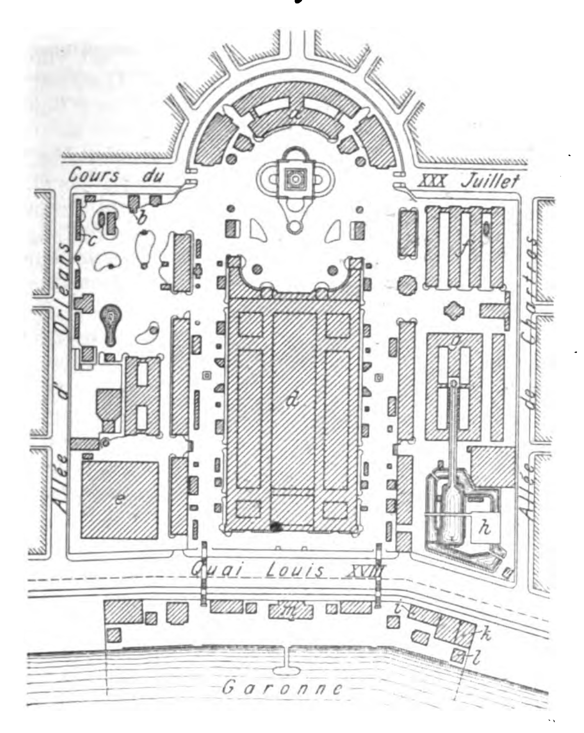
Die Stadt Bordeaux ist als drittgrößte Stadt der französischen Republik und als Haupthafen der Westküste Frankreichs recht geeignet, als Ort für eine Schiffahrtausstellung zu dienen. Die Eisenbahnverbindungen sind, wenn sie nicht gerade mit deutschem Maßstabe gemessen werden, verhältnismäßig gut, und für den Aufenthalt der Ausstellungsbesucher ist in der Stadt selbst recht gut gesorgt. Der Platz aber, der für die Ausstellung gewählt worden ist, muß für das Unternehmen als viel zu klein bezeichnet werden, denn in kaum 20 Minuten läßt sich der Zaun, der die Ausstellung von der inneren Stadt ab-

[1]) zur Zeit meiner Besichtigung, Ende Mai 1907.



schließt, umgehen; es kann nur angenommen werden, daß die vorzügliche Lage inmitten des verkehrreichsten Stadtviertels, s. Fig. 1, die Ausstellungsleiter zu dieser Wahl veranlaßt hat. Viel zu wenig ist die günstige Lage des Ausstellungsplatzes am Ufer der Garonne ausgenutzt wor-

Fig. 2.



a **Kolonial-Ausstellung**
b **Presse**
c **Verwaltung und Auskunft**
d **Haupthalle mit Seitengalerien**
e **Luftschiffahrt**
f **Nahrungsmittel-Ausstellung**
g **verschiedene Industrien**
h **Vergnügungspark**
i **Elektrizitätswerk**
k **Kohlenschuppen**
l **Pumpenhaus**
m **Restaurant**

den; hier hätte man mit verhältnismäßig geringen Mitteln durch Ausstellen fertiger Schiffe mehr dazu beitragen können, dem Besucher ein lebenswahres Bild der Schiffbauindustrie zu bieten, als es mittels der allerdings in stattlicher Zahl vertretenen Schiffsmodelle im Hauptgebäude der Ausstellung möglich ist.

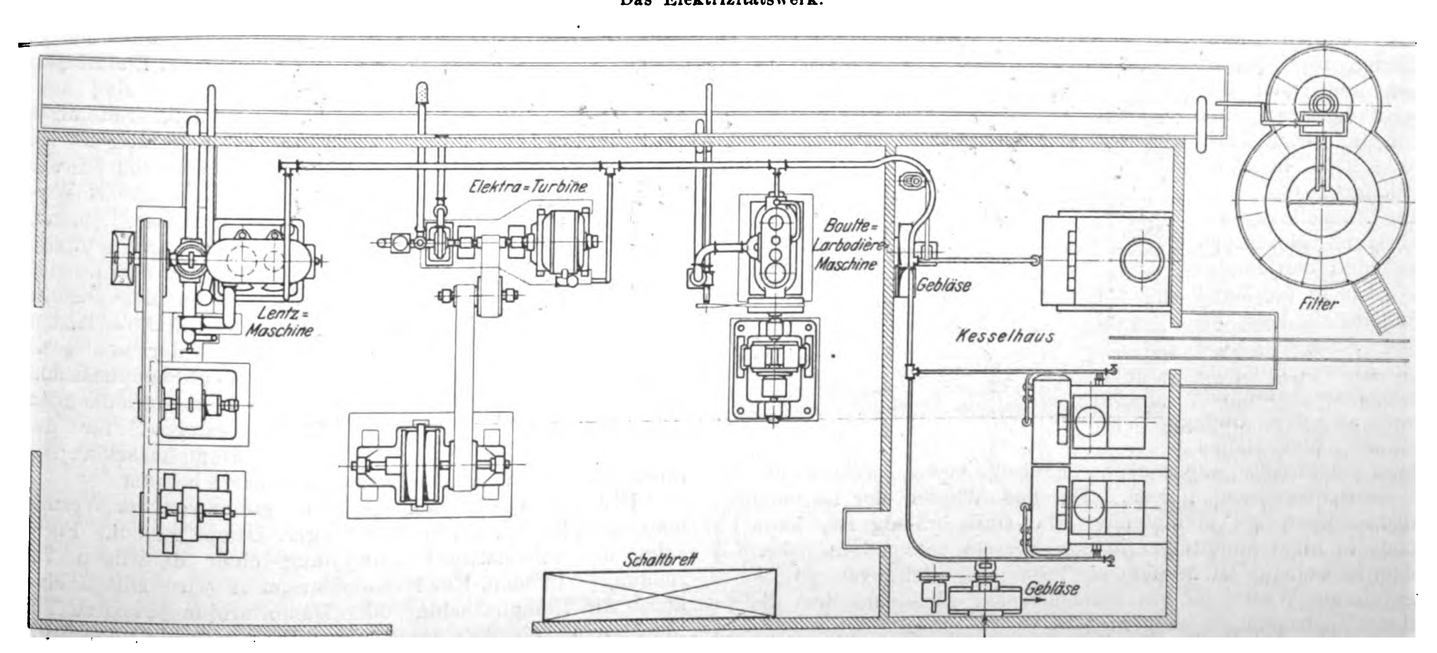
Die Anordnung der einzelnen Gebäude auf der Place des Quinconces und dem unmittelbar am Garonne-Ufer gelegenen Teil des Ausstellungsgeländes geht aus Fig. 2 hervor; durch eine den Quai Louis XVIII überspannende Brücke stehen die beiden Plätze miteinander in Verbindung. Der Haupteingang befindet sich auf beiden Seiten am nördlichen Ende des Quinconces-Platzes am Cours du XXX. Juillet. Für den technischen Teil der Ausstellung kommt vor allem die Haupthalle in Betracht. Daneben wäre noch unter den größeren Gebäuden die für eine Luftschiffahrtausstellung bestimmte Halle (*e*, Fig. 2) zu erwähnen, die jedoch Anfang Juni 1907 noch ohne jeden Inhalt war.

Obwohl der Charakter des ganzen Unternehmens als Sonderausstellung durch seinen Titel genügend gekennzeichnet war, hat man doch in größerem Maße verschiedene andre Industrien zugelassen, die in keiner Weise mit der Schiffahrt oder der Schiffbauindustrie in Zusammenhang gebracht werden können. Hier sind vor allem die sehr reichhaltigen Ausstellungen von Geräten und Einrichtungen zu nennen, die zu der Weinbereitung in irgend welcher Beziehung stehen, ferner landwirtschaftliche Maschinen und Geräte in verschiedenen Ausführungen. Wenn es in Anbetracht der Bedeutung der Stadt Bordeaux und ihrer Umgebung als des Hauptplatzes für die Weinerzeugung und -bereitung vielleicht zu verstehen ist, daß diese Hauptindustrien bei einer örtlichen Ausstellung nicht leer ausgehen wollten, so hätte man immerhin dieser Tatsache bei der Benennung der Ausstellung Rechnung tragen sollen.

Die architektonische Gestaltung der einzelnen Gebäude, insbesondere der rd. 20000 qm Grundfläche bedeckenden Haupthalle, welche die Mitte des Ausstellungsgeländes einnimmt, ist recht gelungen, wie die Ansichten Fig. 3 (Blick von der Nordseite) und Fig. 4 (Südseite am Garonne-Ufer) erkennen lassen. Die 103 m breite und ohne die vorderen Seitenbauten 172 m lange Haupthalle ist dreischiffig angelegt, mit Seitengalerien in ungefähr halber Höhe des bis zum Dachfirst 19 m hohen Mittelschiffes. Letzteres ist in leichter Eisenkonstruktion mit glasgedecktem Dach ausgeführt, wogegen die Seitenschiffe hölzerne Dachbinder und Wände haben. Das Erdgeschoß ist den schweren Ausstellungsgegenständen und den Schiffsmodellen vorbehalten, während auf den Galerien Fischereigerätschaften, ozeanographische und zoologische Ausstellungen, nautische Instrumente und dergl. sowie unter Berücksichtigung der unmittelbaren Veranlassung der Ausstellung — der Hundertjahr-

Fig. 5.

Das Elektrizitätswerk.



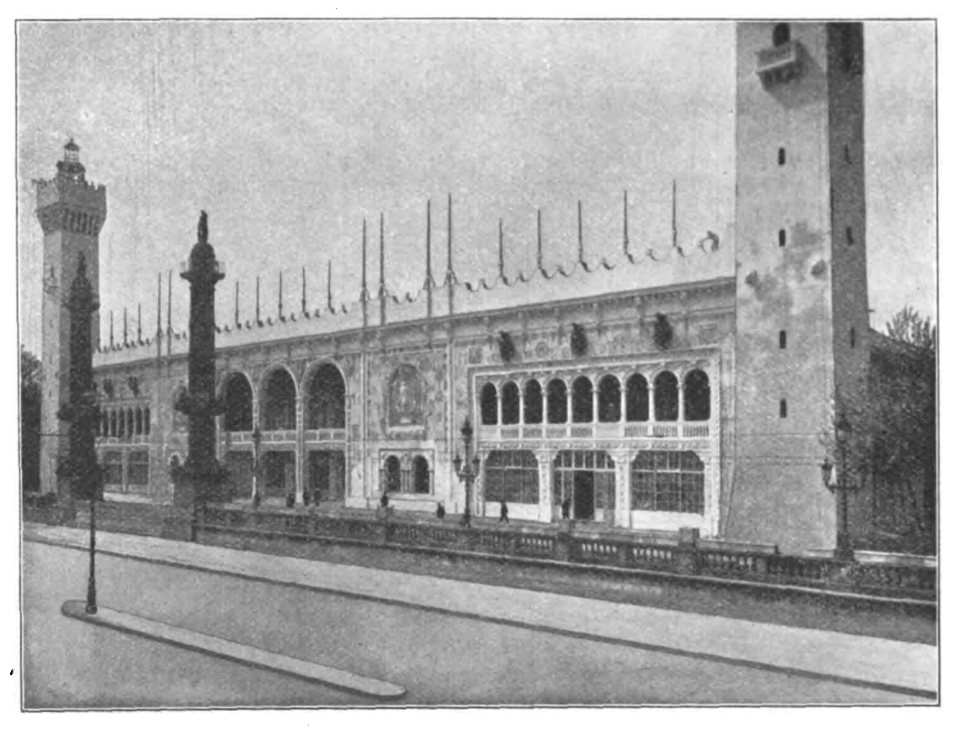
Feier der Einführung der Dampfschiffahrt — eine historische Schiffahrtausstellung Platz gefunden haben. Der Teil des Mittelschiffes an der Südseite des Gebäudes ist zu einem Raume für Festlichkeiten, Versammlungen usw. ausgebaut.

Der Eintrittpreis zur Ausstellung beträgt 1 fr, was für die örtlichen Verhältnisse ziemlich viel ist und voraussichtlich nicht dazu beitragen wird, die Kosten des Unternehmens zu decken, obwohl man beabsichtigt, die Ausstellung bis zum November offen zu halten. Für Besucher aus Deutschland mag an dieser Stelle darauf hingewiesen sein, daß ein Besuch Bordeaux' im Hochsommer der außerordentlichen Hitze wegen, die gewöhnlich um diese Jahreszeit dort herrscht, nicht zu empfehlen ist; man wird gut tun, die kühleren Monate September und Oktober abzuwarten.

Fig. 3. Haupthalle von Norden gesehen.



Fig. 4. Haupthalle von Süden gesehen.



Der Kraftbedarf für die Ausstellung ist gering, da nur vereinzelte Maschinen in Tätigkeit vorgeführt werden und die Anzahl der ausgestellten Maschinen überhaupt nicht groß ist. Das am Ufer der Garonne gelegene, eigens für die Ausstellung errichtete Elektrizitätswerk hat daher im wesentlichen nur für die Erzeugung des elektrischen Stromes zur Beleuchtung zu sorgen. Das Gebäude ist aus Fachwerk aufgeführt und enthält zwei Räume für Maschinen und Dampfkessel. Letztere sind von der Firma Grille & Cie. in Paris geliefert, die auch die Aufstellung der übrigen Maschinen und den Betrieb des Werkes in die Hand genommen hat. Zu der Anlage gehört ein kleines Pumpenhäuschen unmittelbar an der Ufermauer; hier stehen zwei elektrisch angetriebene Kreiselpumpen, welche das Kesselspeisewasser liefern. Da das Wasser der Garonne insbesondere bei einlaufender Flut stark brackig ist, kann man es nicht unmittelbar in den Kesseln verwenden; neben dem Kesselhaus ist deshalb ein Filter aufgestellt, von wo das gereinigte Wasser in ein Sammelbecken fließt, aus dem die Kesselspeisepumpen saugen.

Die Anordnung der Kessel und Maschinen zeigt Fig. 5. Die ganze Anordnung läßt, wie es bei Ausstellungen meistens der Fall zu sein pflegt, das Bestreben erkennen, möglichst verschiedenartige Maschinen im Betriebe vorzuführen; sie darf daher nicht als Muster für ein einheitlich angelegtes und möglichst wirtschaftlich arbeitendes Werk betrachtet werden. Als Antriebmaschinen dienen eine stehende, zweizylindrige Dampfmaschine von Boulte & Larbodière in Paris, die unmittelbar mit einer 140 KW-Gleichstromdynamo von Schneider & Cie. in Creusot gekuppelt ist, eine Elektra-Dampfturbine, die unter Zwischenschaltung eines Riemenvorgeleges eine 92 KW-Gleichstromdynamo, Bauart Desroziers, treibt, und eine zweizylindrige stehende Dampfmaschine mit Ventilsteuerung, Bauart Lentz, die durch Riemenübersetzung mit zwei Gleichstromdynamos von 140 und 60 KW verbunden ist. Die drei durch Riemen angetriebenen Dynamos sind sämtlich ältere Maschinen, die aus Sparsamkeitsrücksichten verwendet sind. Die Einschaltung des Riemenvorgeleges bei dem Dampfturbinensatz war durch die hohe Geschwindigkeit der Elektra-Turbine bedingt, deren 3000 Umdrehungen auf 450 Uml./min der Dynamo herabgesetzt werden mußten. Die Dynamos erzeugen Gleichstrom von 115 V.

Bei allen Maschinen des Elektrizitätswerkes sind ausschließlich die neuen Kondensatoren der Westinghouse-Gesellschaft, Bauart Westinghouse-Leblanc, verwendet; und zwar werden zum Kondensieren des Dampfes der Elektra-Turbine und der Lentzschen Ventildampfmaschine Wasserstrahlkondensatoren, für die Dampfmaschine von Boulte & Larbodière ein Mischkondensator benutzt.

Die Wasserstrahlkondensatoren werden von der Westinghouse-Gesellschaft für rd. 2000 kg/st Dampf gebaut. Fig. 6 zeigt die schematische Anordnung einer derartigen Vorrichtung. In den Kondensationsraum *A* wird mittels einer durch die Dampfmaschine oder Dampfturbine bewegten Turbinenpumpe ein fein zerstäubter Wasserstrahl eingespritzt, der in *A* Luftleere bildet und zugleich das Kondensat mit

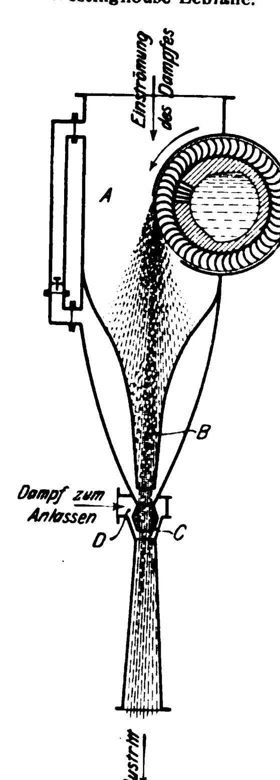
sich reißt. Beim Eintritt in den sich kegelig verengenden Kanal B und in die Düse C wird die Geschwindigkeitsenergie des Strahles in Druck umgesetzt, so daß der atmosphärische Gegendruck überwunden werden kann.

An der Außenseite des Kraftwerkes, s. den Grundriß Fig. 5, sind an der hinteren Längsmauer zwei gemauerte Kanäle angeordnet, von denen einer das Einspritzwasser für die Kondensatoren enthält, während der andre das Kondensat aufnimmt. Beim Anlassen der Maschine wird durch eine Hülfsdampfleitung von D aus, Fig. 6, vorübergehend Dampf eingelassen, bis Luftleere in A entsteht und die Turbinenpumpe das Wasser ansaugen kann. Wird das Einspritzwasser dagegen unter Druck zugeführt, so wirkt die Vorrichtung ohne weiteres selbsttätig.

Die mit dem neuen Westinghouse-Leblanc-Kondensator erzielte Luftleere soll 98 vH der theoretischen Luftleere bei rd. 25 ltr Wasserverbrauch für 1 kg Dampf betragen. Die hierbei aufgewendete Arbeit entspricht etwa 2,5 bis 3,5 vH der Dampfmaschinenleistung.

Fig. 6.

Strahlkondensator, Bauart Westinghouse-Leblanc.



Beim Mischkondensator werden die flüssigen Bestandteile des Kondensates durch eine gewöhnliche Kreiselpumpe, die gasförmigen durch eine Turbinenpumpe, wie die vorher beschriebene, entfernt. Die Pumpenräder sitzen entweder auf einer Welle und in einem gemeinsamen Gehäuse, oder sie werden, wenn die Anordnung der Leitungen es erforderlich macht, gesondert betrieben. In der Darstellung Fig. 7 und 8 ist A der Kondensationsraum, in den der Dampf von B aus eintritt, während das Einspritzwasser durch das ringförmige Rohr C zugeführt wird und durch mehrere Düsen in den nach unten sich kegelig verengenden Raum D fällt. Die sich hierbei ausscheidende Luft wird, nachdem sie noch durch Kühlwasser, das bei F eintritt, auf eine niedrigere Temperatur gebracht ist, bei G abgesaugt; zugleich wird das Kondensat durch die Kreiselpumpe unten entfernt. Ein Vorteil der Mischkondensation von Westinghouse-Leblanc besteht noch darin, daß das Einspritzwasser nicht vorher gereinigt zu werden braucht.

Der Dampf wird mit 10 at in drei Grille-Wasserrohrkesseln erzeugt, die mit künstlichem Zug betrieben werden. Die Konstruktion eines Grille-Kessels, der neuerdings mehrfach bei Landanlagen in Frankreich sowie auch auf französischen Krieg- und Handelschiffen angewandt worden ist, zeigt Fig. 9.

Der Kessel besteht aus einem zylindrischen Behälter A, den Rohrkammern BB aus Stahlguß, die oben und unten an den Behälter A, mit dem sie in Verbindung stehen, angenietet sind, und einem Bündel U-förmiger, nahtlos gezogener Röhren, deren Enden in die Rohrkammern eingewalzt sind. In der unteren Kammer ist an der Mündung jeder Röhre eine Hülse eingefügt, ähnlich einer Patronenhülse, deren Boden mit einem Loch von geringerem Durchmesser als dem der Hülse versehen ist. Diese Hülse wird durch einen in die vordere Wand der Kammer eingeschraubten Bolzen aus Bronze festgehalten; zwischen dem Bolzen und dem unteren Teil der Hülse befindet sich noch ein an den Seiten mit Schlitzen versehenes Paßstück (Laterne).

Die ganze Anordnung soll bezwecken, daß nur soviel Wasser in die Röhrenbündel eintritt, als unmittelbar verdampft wird. Nach Entfernung des eingeschraubten Bronzebolzens mit der Laterne ist das dahinter liegende Rohr bequem zugänglich. In die Vorderseite der oberen Kammer sind ähnliche Bolzen, jedoch ohne Laterne und Zwischenstück, eingeschraubt, die ebenfalls zum Reinigen der Rohre entfernt werden können.

Die Richtung, die die Heizgase nehmen, ist durch Pfeile in Fig. 9 angedeutet; der Weg ist ihnen durch entsprechend angeordnete Bleche vorgeschrieben. Wassermangel in den Röhren und infolgedessen Explosionsgefahr kann nicht so leicht eintreten, selbst wenn der Wasserstand bis nahezu auf den Boden des zylindrischen Behälters A gesunken sein sollte. Je nach der Größe des Kessels und dementsprechend der Länge des Behälters A sind die Wasserrohre an mehrere voneinander getrennte Kammern B angeschlossen. Dies hat den Zweck, eine

Fig. 7 und 8.

Mischkondensator von Westinghouse-Leblanc.

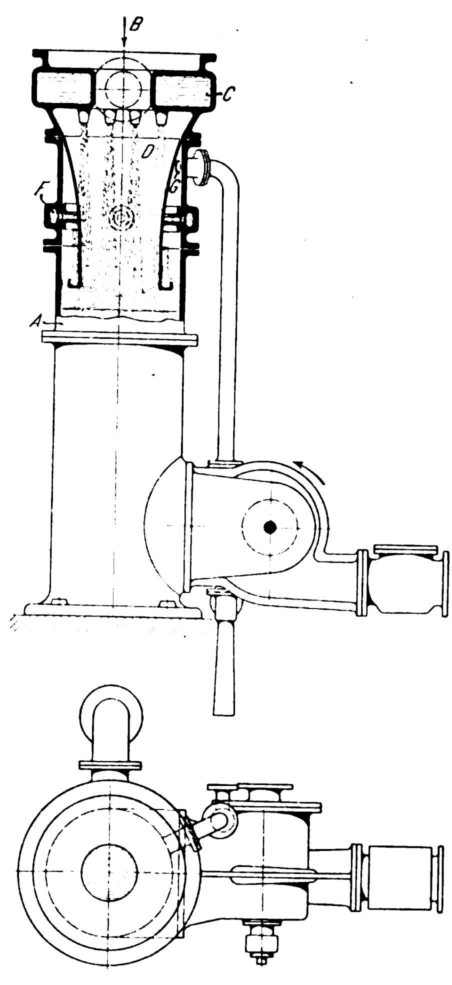
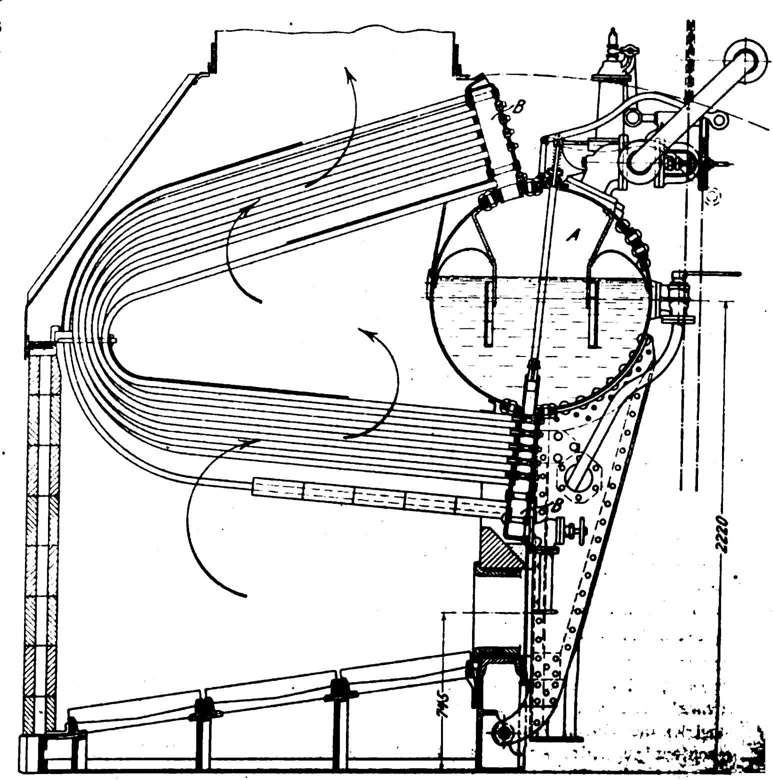
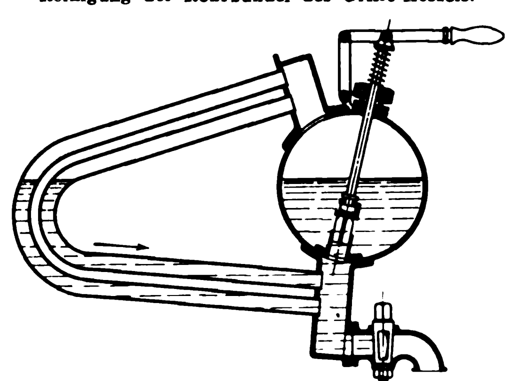


Fig. 9. Grille-Kessel.



Vorrichtung zum Reinigen einzelner Rohrbündel, wie sie in Fig. 10 schematisch dargestellt ist, anzubringen. Durch Niederdrücken eines Hebels wird der Wasserzutritt zu dem betreffenden Rohrbündel abgesperrt; öffnet man nun den an jeder Kammer unten angebrachten Hahn, so werden durch den von oben eintretenden Dampfstrom kalk- oder salzartige Niederschläge an den inneren Rohrwänden herausgeblasen. Wenn jedes Rohrbündel etwa einmal am Tage für 30 sk

Fig. 10.
Reinigung der Rohrbündel des Grille-Kessels.

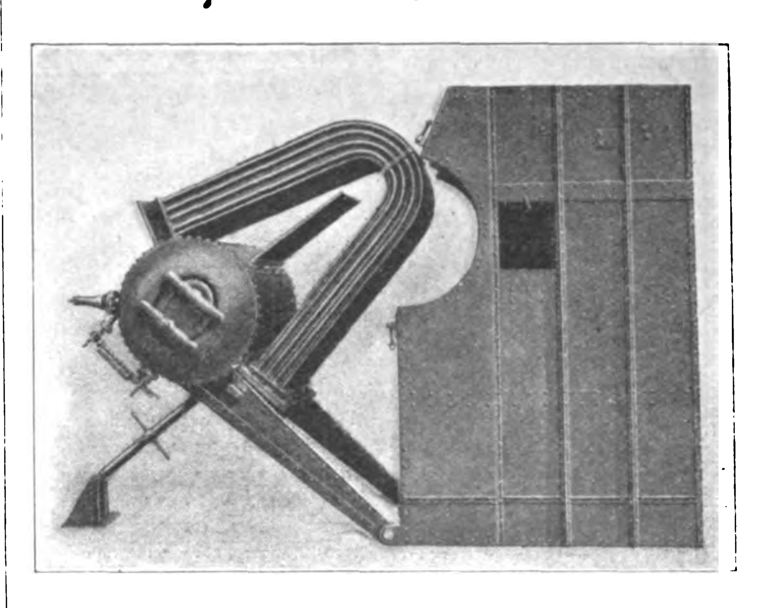


durchgeblasen wird, erspart man eine Hauptreinigung des ganzen Kessels für längere Zeit.

Einen Hauptvorteil der Grille-Kessel bildet die leichte Zugänglichkeit der inneren Teile von der Feuerungsseite aus. Jeder Kessel ruht nämlich auf zwei Stützen, die oben fest mit dem Behälter A und unten gelenkig mit dem Rahmen der Feuerkammer verbunden sind. Wie Fig. 11 erkennen läßt, kann man den ganzen Dampf und Wasser enthaltenden Teil des Kessels nach vorn aus dem Gehäuse zur Reinigung herausklappen, was besonders für enge Kesselräume, z. B. auf Schiffen, von großem Wert ist.

Da die Grille-Kessel sehr widerstandsfähig sind, eignen sie sich vorzüglich für den Betrieb mit künstlichem Zug; die normale Leistung eines Kraftwerkes kann daher bei Verwen-

Fig. 11. Herausgeklappter Grille-Kessel.



dung von künstlichem Zug leicht gesteigert werden, wodurch Reservekessel überflüssig werden. Auch die Kessel des Elektrizitätswerkes der Ausstellung werden mit künstlichen Zug betrieben. Die beiden durch besondere Dampfmaschinen angetriebenen Gebläse sind im Kesselraum aufgestellt; s. Fig. 5.

(Forts. folgt.)

Der Antriebvorgang bei Lokomotiven.

Von **J. Jahn,** Professor an der Technischen Hochschule in Danzig.

(Fortsetzung von S. 1055)

V. Die Wirkungsweise der Kuppelstangen.

Fall I:

Es seien weder in den Achslagern noch in den Kuppelstangenlagern Spielräume vorhanden.

Fig. 17 stellt eine gekuppelte Außenzylinder-Lokomotive, an der die Wirkungsweise der Kuppelstangen erläutert werden möge, in der Darstellungsart der Figur 6 (S. 1049) dar. P ist der Triebzapfendruck, und es fragt sich, welcher Bruchteil von P an die Kuppelstange und so an die Kuppelachse weitergegeben wird. Die Kuppelstange stellt einen überzähligen Stützpunkt der in L_v und L_n und an den Radumfängen gestützten Achse dar. Die Belastung verteilt sich auf Radumfang und Welle; auf letztere entfällt $P\frac{R - r\sin\varphi}{R}$. Der Mittelwert dieses Ausdruckes ist P; damit soll gerechnet werden. Infolge der Verbiegung der Welle rollen die Räder beider Seiten um verschieden große Winkel, so die Welle verdrehend und Radumfangskräfte hervorrufend. Diese können, vergl. S. 1049, vernachlässigt werden. Für die vorliegende Untersuchung kann also die Stützung des Rades am Radumfang unberücksichtigt bleiben, und das zu untersuchende Gebilde stellt sich als ein mit P belasteter, in L_v, L_n und überzählig durch K gestützter Stab dar[1]).

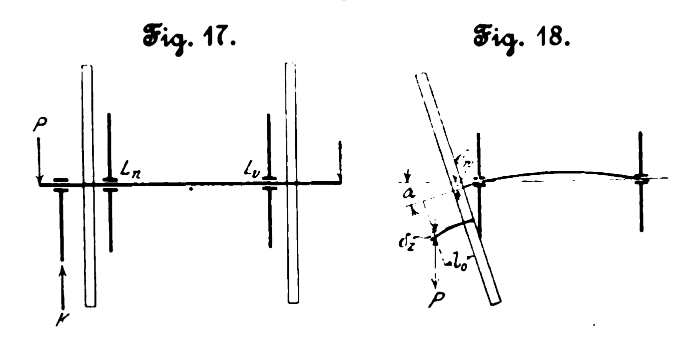
[1]) Hier ist also der Triebzapfendruck, nicht die »Triebkraft«, vergl. S. 1051, als angreifende Kraft einzuführen. Genau genommen wirkt der durch Gegengewichte ausgeglichene Anteil des Gestängebeschleunigungsdruckes in solcher Weise biegend auf die Welle, als ob diese in den Ebenen der Gegengewichte, nicht in L_n und L_v gestützt wäre. Dies kann vernachlässigt werden.

Nach bekannten Grundsätzen für die Ermittlung überzähliger Stützdrücke ist $K = \frac{\delta_t' - \delta_t}{\delta_t'} P'$, worin bedeutet:

δ_t' die Durchbiegung, die an Stelle der tatsächlich vorhandenen Durchbiegung δ_t unter dem Einfluß von P eintreten würde, wenn die Stützung durch K fortfiele;

P' diejenige Kraft, die am Angriffpunkt von K angreifen müßte, um eine Durchbiegung δ_t' hervorzurufen.

Fig. 17. Fig. 18.



Es soll die annähernde Annahme gemacht werden, daß P und K in einer Ebene liegen; dann ist

$$P' = P \text{ und } K = \frac{\delta_t' - \delta_t}{\delta_t'} P \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Die Dehnung $\Delta\Lambda$ der Λ cm langen Kuppelstange ist ferner nach dem Hookeschen Gesetz

$$\Delta\Lambda = \frac{K\Lambda}{Eq} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23),$$

und ferner ist diese Dehnung gleich dem Unterschied der an den Zapfen der Trieb- und der Kuppelachse eintretenden Durchbiegungen δ_t und δ_k:

$$\Delta A = \delta_t - \delta_k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24).$$

Endlich sind δ'_t (nicht δ_t) und δ_k nach Fig. 18 berechenbar. Die Durchbiegung setzt sich zusammen aus der Wellendurchbiegung δ_w, dem Betrage $l_0 \operatorname{tg} \alpha$ und der Zapfendurchbiegung δ_z. Als Belastung ist für die Triebachse P, für die Kuppelachse K anzunehmen. Es ergibt sich bei einer Zapfenlänge von 16,5 cm, einem Zapfendurchmesser von 12 cm, einem Wellendurchmesser von 18 cm und den sonstigen früher mitgeteilten Abmessungen:

$$\delta_t' = 0{,}0000063\, P; \quad \delta_k = 0{,}0000063\, K.$$

Mit diesen Werten läßt sich aus Gl. (22) bis (24) entwickeln:

$$K = \frac{P}{2 + \dfrac{A}{0{,}0000063\, Eq}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25).$$

Setzt man $E = 2\,200\,000$ und die Werte der $^3/_4$-gekuppelten Personenzuglokomotive $A = 260$ cm; $q = 38$ qcm ein, so ergibt sich:

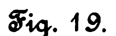
$$K = \infty\, 0{,}4\, P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

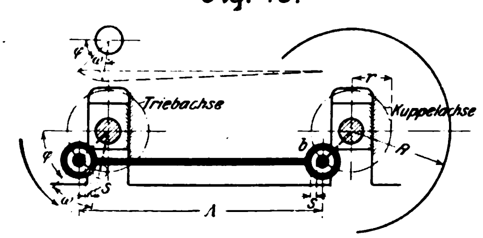
Wegen der Lagerung der Welle in langen Lagern und ihrer Einspannung in der Nabe gibt Gl. (26) einen oberen nicht erreichbaren Grenzwert. Die Entwicklung zeigt, daß die Kraft um so mangelhafter an die Kuppelachse übertragen wird, je starrer die Triebachse und je nachgiebiger die kuppelnde Vorrichtung ist.

Fall II:
Es seien Spielräume in den Stangenlagern, nicht aber an den Achslagerführungen vorhanden.

Infolge solcher unvermeidlichen und notwendigen Spielräume muß sich der Triebzapfen um $2s$, s. Fig. 19, gebogen haben, ehe die Lagerschalen an beiden Zapfen zur Anlage kommen und Spannung aufnehmen. Gl. (24) ist zu ersetzen durch $\Delta A = \delta_t - \delta_k - 2s$, und es ergibt sich

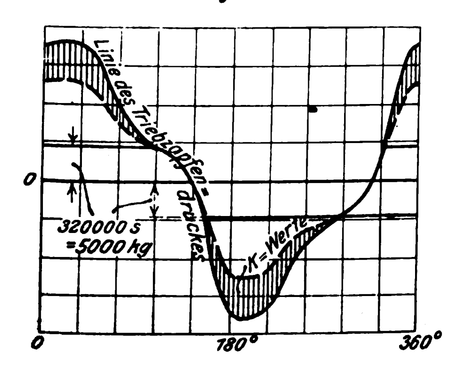
$$K = \frac{P - \dfrac{2s}{0{,}0000063}}{2 + \dfrac{A}{0{,}0000063\, Eq}} = \infty\, 0{,}4\,(P - 320\,000\, s). \quad (27).$$


Fig. 19.



In Fig. 20 ist durch senkrechte Schraffur angedeutet, welcher Betrag des Triebzapfendruckes bei einem Stangenlagerspielraum von $s = 0{,}15$ mm an die Kuppelachse weitergegeben wird, so lange nur diese Zapfenbiegung wirkt.

Fig. 20.



Wird $s = \frac{P_{max}}{320\,000}$, d. i. bei einem Höchstwert des Triebzapfendruckes von 15000 kg 0,05 cm = 0,5 mm, so erhielte die Kuppelstange überhaupt keine Spannung. Da nun aber die Triebachse nur eine bestimmte Umfangskraft aufnehmen kann, so gleitet sie nach deren Ueberschreitung um einen gewissen kleinen Winkel, bis die Stangenlager zur Anlage kommen und so Kraft übertragen wird. Infolge von Massenwirkungen wird dieser Vorgang meist etwas verwickelter verlaufen. Die Kuppelachse erhält infolge des Gleitens der Triebachse einen Stoß, so daß sie ebenfalls gleitet: die Maschine schleudert. Dieses Schleudern hört aber auf, wenn die lebendigen Kräfte durch Reibung auf den Schienen zerstört sind; dann arbeitet die Lokomotive infolge des Verlaufungswinkels, der sich gebildet hat, mit Trieb- und Kuppelachse gleichzeitig weiter.

Man kann den eben geschilderten Vorgang häufig beobachten, wenn schwere Personenzüge in Gang gesetzt werden. Die Maschine beginnt zu schleudern, wobei ein eigenartiges schnarrendes Geräusch entsteht, das offenbar dadurch hervorgerufen wird, daß die Bewegung der schleudernden Räder kein gleichmäßiges Gleiten ist, sondern ein absatzweise durch die federnde Rückwirkung der Kuppelstangen beeinflußtes, und daß Trieb- und Kuppelrad sich nicht genau gleichmäßig bewegen, sondern sich gegenseitig abwechselnd durch Vermittlung der Kuppelstangen beschleunigen und verzögern, bis ein gewisser Verlaufungswinkel beider Achsen gegeneinander erreicht ist. Kennzeichnend für diese Art des Schleuderns ist, daß es von selbst verschwindet, nachdem nur ein geringer Bruchteil der Radumdrehung — oft weniger als ein Viertel — durchlaufen ist, ohne daß die Triebkraft durch Verlegen der Steuerung, oder die Reibung auf den Schienen durch Sandstreuen verbessert wäre. Sind die Umfangskräfte so groß, daß die Reibung beider Achsen nicht zur Uebertragung hinreicht, so verläuft die Erscheinung wesentlich anders. Das Schleudern dauert mit großer Geschwindigkeit und ohne jene kennzeichnenden Nebengeräusche an, bis trockene Schienen erreicht sind, oder der Regler geschlossen ist. Bei den früher gebräuchlichen Lokomotiven mit freier Triebachse trat das Schleudern stets in der zuletzt geschilderten Weise auf. Diese Vorgänge werden sich wegen der dann herrschenden hohen Umfangskräfte besonders während des Ingangbringens der Züge abspielen. Ist der Beharrungszustand erreicht und somit die Umfangskraft vermindert, so wird sich auch der Verlaufungswinkel zwischen Trieb- und Kuppelachse vermindern, indem der Rückdruck der federnden Kuppelstange die Triebachse gelegentlich zurückdreht, wenn diese am Radumfang infolge zufälligen Zusammentreffens einer Kurbelstellung mit geringer Umfangskraft, reibungsmindernder Stöße und entlastender Wirkung der von den Gegengewichten herrührenden Fliehkräfte besonders geringen Widerstand leistet.

Um ein der Figur 20 entsprechendes Schaubild entwerfen zu können, das die an die Kuppelachse übertragene Kraft abhängig von φ bei Vorhandensein eines Verlaufungswinkels ω darstellt, muß man die Dehnung der Kuppelstange in Abhängigkeit von ω ausdrücken. Dabei sollen die oben betrachteten Formänderungen von Welle und Zapfen zunächst unberücksichtigt bleiben. ΔA ist nach Fig. 19 annähernd gleich der Projektion des Triebzapfenweges $r\omega$, den dieser, während die Triebachse um ω verläuft, zurücklegt, vermindert um $2s$; also $\Delta A = r\omega \sin\varphi \mp 2s$. Der Spielraum bewirkt in allen Kurbelstellungen eine Verminderung der Dehnung. Darum erhält $2s$ ein Doppelvorzeichen, und zwar das positive, wenn $\sin\varphi$ negativ ist. Vereinigt man diese Gleichung mit Gl. (23), so erhält man

$$K = \frac{r\omega \sin\varphi \mp 2s}{A} Eq \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28).$$

ω kann nicht so groß sein, daß die Kuppelachse mehr Umfangskraft erhält, als sie ohne Gleiten aufnehmen kann, und niemals so klein, daß das Gleiche für die Triebachse zutrifft. Im übrigen ist eine genaue Berechnung unmöglich, weil Massen- und Reibungskräfte beim Entstehen von ω mitwirken. Bei trocknem Wetter im Beharrungszustand wird ω für die durch die Dampfdrucklinie der Figur 9 gegebene Beanspruchung gleich oder wenig größer als null sein.

In Fig. 21 ist die durch Gl. (28) gegebene K-Linie für $s = 1/4$ mm dargestellt. Es ist das eine Sinuslinie, die von $\varphi = 0^0$ bis 180^0 um $\frac{2s}{\Delta} Eq$ gegen die Nullinie nach unten und von $\varphi = 180^0$ bis 360^0 nach oben verschoben ist. Die Ordinaten sind so gewählt, daß in dem Augenblick, wo Y durch seinen Höchstwert läuft, d. i. ungefähr bei $\varphi = 50^0$, der vierte Teil der Kolbenkraft auf die Kuppelachse übertragen wird: $AB = 1/4\, AB'$. Bei nicht besonders günstigen Reibungsverhältnissen kann dieser Fall wohl eintreten, ω kann rückwärts aus Gl. (28) mit Einsetzung von $\varphi = 50^0$ und des zugehörigen, aus der Sinuslinie zu entnehmenden $K = AB$ berechnet werden. Es ergibt sich

$$\omega = \frac{\frac{K\Delta}{Eq} + 2s}{r \sin 50^0} = 0{,}0026$$

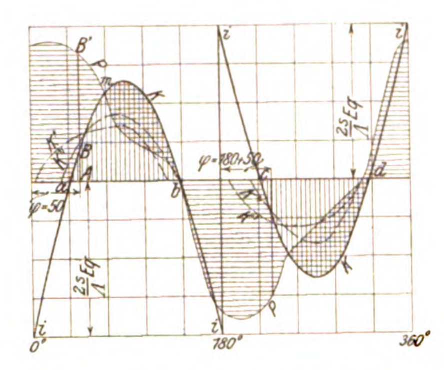
und in Gradmaß $= 0{,}15^0$. Die Teile ia, ib, ic, id haben nur geometrische Bedeutung. In der Nähe der Kurbelwinkel 0^0, 180^0, 360^0 ist nämlich die Projektion von ωr auf die Kuppelstange so klein, daß die Zapfen noch nicht anliegen. Vor a, zwischen b und c usw. ist die Kuppelachse also spannungslos.

Fig. 21.

Kraftübertragung durch die Kuppelstange.

Stangenlagerspielraum $s = 1/4$ mm, Achslagerspielraum am Trieb- und Kupplungslager = 0.

1 mm = 800 kg.



Wenn sich ω ändert, so ändert nach Ausweis der Gleichung (28) die Sinuslinie ihre Lage in der Weise, daß die Punkte i im Abstand $\frac{2s}{\Delta} Eq$ liegen bleiben und die Scheitel ihre Lage ändern. Wenn sich s ändert, so verschiebt sich die ganze Sinuslinie parallel mit sich selbst.

Die senkrechte und die gekreuzte Schraffur zeigt die übertragenen K-Kräfte an; die Triebachse überträgt $[P-K]$: wagerechte Schraffur. Im mittleren Teil des Kolbenweges wird K wesentlich größer als P, $P-K$ also negativ: gekreuzte Schraffur. Hierin liegt ein empfindlicher Uebelstand dieser Art der Kraftübertragung, der sich geltend machen wird, sobald s eine bestimmte Grenze überschreitet. Wenn nämlich alsdann ω genügend groß ist, so daß im Augenblick, da Y am Triebrad durch seinen Höchstwert läuft, der erforderliche Teilbetrag der Kraft P an die Kuppelachse weitergegeben wird, so entsteht anderseits gegen die Mitte des Kolbenhubes eine so große Kuppelstangenkraft K, daß Y an der Triebachse negativ und an der Kuppelachse unzulässig hoch positiv wird. Die Kuppelachse wird in diesem Augenblick, also etwa bei $\varphi = 90^0$, gleitend ausweichen, so daß $\omega = 0$ wird. Wenn gleich darauf Y wieder an der Triebachse seinen Höchstwert erreicht, so gleitet diese wieder um ω vorwärts usw. So entstehen ständige Arbeitsverluste und außerdem die Gefahr der Schlaglochbildung an der Triebachse für etwa $\varphi = 50^0$ und $50^0 + 180^0$, an der Kuppelachse für 90^0 und 270^0. Je größer die Füllungen werden, desto mehr tritt dieser Uebelstand zurück; denn Y_{max} nähert sich dann der Mitte des Kolbenhubes. Verbundlokomotiven werden also weniger unter ihm leiden als Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung. Dieses abwechselnde Gleiten von Trieb- und Kuppelachse tritt wegen des Kurbelversetzungswinkels von 90^0 an beiden Maschinenseiten nicht gleichzeitig ein. Hierdurch entstehen Wellenverdrehungen, die rechnerisch zu verfolgen, umständlich wäre. Der Gedankenzusammenhang der vorstehenden Erörterung wird durch sie nicht beeinflußt; sie bewirken eine Verkleinerung von ω, weil sie einen Ausgleich der Umfangskräfte an beiden Triebrädern herbeiführen.

Eigentümliche Verhältnisse entstehen, wenn der Dampf plötzlich abgestellt wird. Dann verschwindet die P-Linie; die K-Linie hingegen wird im allgemeinen nicht sofort verschwinden, weil der Verdrehungswinkel erst allmählich unter dem Einfluß reibungsvermindernder Stöße usw. durch die federnde Wirkung der Kuppelstangen rückgängig gemacht wird. Solange das nicht geschehen ist, überträgt die Kuppelstange nach wie vor auf die Kuppelachse nach Maßgabe der Sinuslinie Kräfte und bewirkt dort entsprechende Umfangskräfte. Die Rückwirkung auf die Triebachse bewirkt dort die gleichen negativen Kräfte; die Summe ist natürlich stets null.

Es soll nun gleichzeitig der Einfluß der Formänderung der Zapfen berücksichtigt werden. Die Dehnung der Kuppelstange wird vermindert, wenn die Zapfen, sich biegend, ausweichen, und der Zähler in Gl. (28) ist zu ersetzen durch $r\omega \sin \varphi \mp 2s + (\delta_t - \delta_k)$. Die K'-Linie in Fig. 21 stellt den so ermittelten genaueren Verlauf der K-Linie dar. Weil, wie in der Erläuterung zu Gl. (26) angegeben, die Zapfenbiegung erheblich unter dem dort berechneten Wert bleiben dürfte, so ist die Biegungsziffer hier nur zu 0,000003 statt zu 0,0000063 angenommen. Wie die K'-Linie zeigt, werden die oben besprochenen Uebelstände durch die Biegsamkeit der Zapfen gemildert. Je starrer sie sind, desto mehr nähert sich der Spannungsverlauf der Sinuslinie. Dies zeigt die K''-Linie, die mit der Biegungsziffer 0,000001 berechnet wurde. Nahe den Todpunkten bleiben die Kuppelstangen nach wie vor spannungslos, weil $r\omega \sin \varphi + (\delta_t - \delta_k) < 2s$.

Die K-Linien haben bemerkenswerterweise gar keine Aehnlichkeit mit der P-Linie, obwohl doch K durch P hervorgerufen wird. Eine auf der Anschauung beruhende Berechnung der Kuppelstangen, daß die Hälfte des Pleuelstangendruckes von der Kuppelstange aufgenommen werde, findet also in den Tatsachen keine hinreichende Stützung.

Bezeichnend für die betrachtete Art der Kraftübertragung ist, daß die Triebachse gleiten muß, um der Kuppelachse Umfangskraft mitzuteilen. Das ist ein Mangel, erstens wegen der Gefahr der Schlaglochbildung und zweitens, weil es infolge von Massen- und Stoßwirkungen oft nicht beim Verlaufen der Triebachse um ω bleiben, sondern häufig Schleudern beider Achsen eintreten wird. Die Plötzlichkeit, mit der die Kuppelstangen hierbei Spannung erhalten, kann leicht zum Bruch führen. Der gefährlichste Fall ist der, wenn die Triebachse auf eine schlüpfrige Stelle gelangt, während die Schienenreibung an der Kuppelachse vielleicht außergewöhnlich groß ist.

Nach dem so gekennzeichneten Einfluß der Spielräume s sind nicht nachstellbare Stangenlager, wie sie sich bei englischen Lokomotiven häufig vorfinden, nicht empfehlenswert. Bolzenverbindungen im Gestänge, wie sie z. B. bei mehrfach gekuppelten Lokomotiven zur Erzielung einer gewissen Nachgiebigkeit in lotrechter Ebene beim Befahren von Gleisunebenheiten erforderlich sind, sollen genau passend eingesetzt werden.

Sind mehr als zwei gekuppelte Achsen vorhanden, so nehmen die kürzeren Kuppelstangen, gleichen Querschnitt vorausgesetzt, nach $K = \frac{\Delta \Delta}{\Delta} Eq$ mehr Kraft als die längeren auf. Man sollte dies durch kleineren Querschnitt q oder dadurch ausgleichen, daß man das erwähnte Bolzengelenk in diese Stange legt.

Fall III:

Es seien Spielräume in den Stangenlagern und an den Achslagerführungen vorhanden, und zwar

a) Die Spielräume an der Kuppelachse seien nach jeder Seite um σ größer als an der Triebachse. In diesem Fall ist der Sonderfall, daß der Triebachsspielraum = 0 ist, mit eingeschlossen, und dieser in Fig. 22 dargestellt.



Die Formänderung des Zapfens usw. bleibe zunächst wieder unberücksichtigt.

Unter dem Einfluß von P rollt die Triebachse zurück, und ihr Lager kommt an seinen Führungen zum Anliegen. Die Kuppelachse verschiebt sich rollend um den gleichen Betrag, ist dann aber noch um σ von ihren Führungen entfernt. Zum Anliegen kommt sie erst dadurch, daß die Triebachse um einen Winkel ω gleitend verläuft. Hierdurch wird die Kuppelachse um σ zurückgeschoben[1]). Bedenkt man, daß der Kuppelzapfen außer dieser Bewegung infolge der Achsdrehung einen Weg $\frac{r}{R}\sigma$ zurücklegt, so erhält man

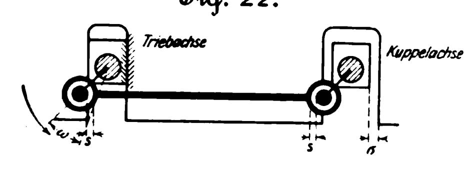
$$\Delta\Lambda = r\omega\sin\varphi \mp 2s \mp \sigma \pm \frac{r}{R}\sigma\sin\varphi$$

und mit

$$K = \frac{\Delta\Lambda}{\Lambda} Eq$$

$$K = \frac{\left(\omega \pm \frac{\sigma}{R}\right) r\sin\varphi \mp 2s \mp \sigma}{\Lambda} Eq \quad . \quad . \quad (29).$$

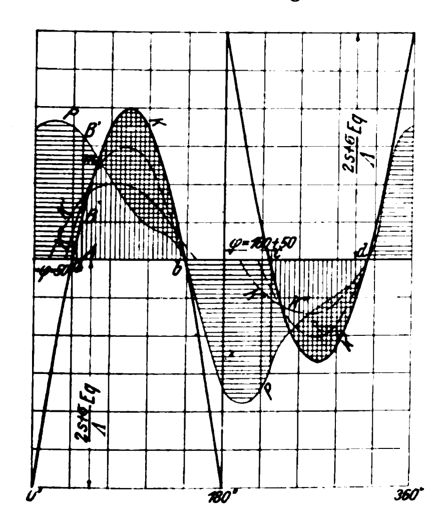
Fig. 22.



Ueber die Doppelvorzeichen von $2s$ und σ gilt das auf S. 1099 Bemerkte. $\frac{\sigma}{R}$ hat positives Vorzeichen im unteren Teil des Kurbelkreises, weil in diesem die Winkel ω und $\frac{\sigma}{R}$ im entgegengesetzten Sinn durchlaufen werden, so daß sich ihre Wirkungen auf $\Delta\Lambda$ addieren. Entsprechend gilt das negative Vorzeichen im oberen Teil des Kurbelkreises.

Fig. 23.

Kraftübertragung durch die Kuppelstange.
Stangenlagerspielraum $s = 1/4$ mm, Spielraum am Kuppelachslager $\sigma = 1/4$ mm.
1 mm = 800 kg.



Winkel ω ist ebensowenig streng bestimmbar wie im Fall II. Fig. 23 stellt die K-Linie nach Gl. (29) dar. Sie ist wie die des Falles II eine Sinuslinie, unterscheidet sich von dieser aber dadurch, daß ihre Verschiebung gegen die Nullinie $\pm\frac{2s+\sigma}{\Lambda}Eq$, also um $\frac{\sigma}{\Lambda}Eq$ größer ist. Ferner sind die beiden Zweige der Linie in den Abschnitten 0° bis 180° und 180° bis 360° nicht die gleichen, sondern die Scheitelordinaten sind in dem Abschnitt 180° bis 360° um $\frac{2\sigma}{R}\frac{rEq}{\Lambda}$ kleiner. ω muß so groß sein, daß auch dieser zweite Teil der K-Linie mit seinen kleineren Ordinaten im Augenblick, da Y etwa bei $\varphi = 180° + 50°$ durch seinen Höchstwert läuft, einen genügenden Bruchteil von P an die Kuppelachse weitergibt. In Fig. 23 ist zur Erläuterung dieses Zusammenhanges ω so gewählt, daß bei $\varphi = 50°$ zwar ein genügender Kraftanteil an die Kuppelachse übertragen wird; wie die Figur zeigt, ist dann aber bei $\varphi = 180° + 50°$ infolge der verschiedenen Scheitelhöhen der beiden Sinuslinien K fast $= 0$, ω ist also zu klein. Wenn man ω rückwärts aus Gl. (29) berechnet, so muß man diesen Tatsachen Rechnung tragen, indem man das negative Vorzeichen von $\frac{\sigma}{R}$ verwendet. Man findet unter ähnlichen Voraussetzungen wie bei Gl. (28), indem man beachtet, daß K bei $\varphi = 180° + 50°$ negativ ist,

$$\omega = \frac{-\frac{K\Lambda}{Eq} - 2s - \sigma}{r\sin(180° + 50°)} + \frac{\sigma}{R} = 0{,}004$$

oder 0,23°, also bedeutend größer als dort. Das Spiel im Kuppelachslager beeinflußt die Kraftübertragung demnach in ungünstiger Weise.

Wenn der Triebachsspielraum = 0 ist, wie in Fig. 22 angenommen, so ergeben sich im mittleren Teil des Kolbenweges bedeutende negative Werte $P-K$, die durch den Unterschied der Ordinaten der P- und der Sinuslinie dargestellt werden. Bei Fall II (gekreuzt schraffierte Fläche in Fig. 21) sind die schädlichen Folgen besprochen worden. Im vorliegenden Fall IIIa ist aber, von dem in Fig. 22 dargestellten Sonderfall abgesehen, an den Führungen des Triebachslagers ein gewisses Spiel vorhanden, wenn es auch um σ kleiner als das an der Kuppelachse ist. Dann wird die Triebachse unter dem Einfluß des Rückdruckes der Kuppelstange zurückweichen, und die Kuppelstange wird entlastet. Die K-Linie wird nunmehr zwischen m und b tief unter der Sinuslinie verlaufen. Dieses Ausweichen der Triebachse an der betreffenden Seite beginnt, wenn L an der gleichen Seite = 0 geworden ist. Hierfür sind aber nicht etwa die früher mitgeteilten L-Linien maßgebend, denn die Nullpunkte werden durch den Rückdruck der Kuppelstangen verschoben. Auf diese immerhin verwickelten Vorgänge braucht nicht näher eingegangen zu werden, da die bisherigen Erörterungen ein genügend klares Bild von der Verteilung der Kräfte geben.

Wird der Dampf plötzlich abgestellt, so wird, wenn die Triebachse ohne jedes Spiel gelagert ist, ähnlich wie in Fall II, die Kuppelstangenkraft zunächst auch weiterhin nach Gl. (29) verlaufen. Ist an der Triebachse Spiel vorhanden, so gibt sie, da sie durch P nicht mehr belastet ist, dem Druck der Kuppelstangen nach, Trieb- und Kuppelachse entfernen sich im unteren Teile des Kurbelkreises voneinander und nähern sich im oberen Teile. Dieses Hin- und Herschlottern der Achsen in ihren Lagerspielräumen wird sich erst allmählich mit dem Verschwinden des Winkels ω verlieren. Dann legt sich die Triebachse mit den Anlageflächen ihrer Achslager gegen die Führungen am Rahmen und wird geschoben; die Kuppelachse läuft wegen ihrer größeren Lagerspielräume frei und wird von der Kuppelstange mitgenommen.

Die K'- und K''-Linie stellt den Verlauf der K-Kraft unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Formänderung des Zapfens für die Biegungsziffern 0,000003 und 0,000001 und unter der Annahme dar, daß am Triebachslager kein Spiel vorhanden sei. Die Ermittlung erfolgt wie bei Fall II.

Das Ergebnis der Untersuchung kann dahin zusammengefaßt werden, daß die Kraftübertragung an die Kuppelachse ungünstig beeinflußt wird, wenn die Achslagerspielräume an der Kuppelachse größer als an der Triebachse sind. Wie im Fall II muß die Triebachse gleiten, um Umfangskraft an die Kuppelachse abgeben zu können.

---

[1]) eigentlich um $\frac{m+l}{m}\sigma$, wenn die Achse sich nicht parallel mit sich selbst als Ganzes zurückbewegt, sondern sich um die Achslagerführung der andern Seite dreht. Dies tritt immer dann ein, wenn L_r und L_n ihre Vorzeichen zu verschiedenen Zeiten wechseln (s. früher). Für den Vorzeichenwechsel sind aber nicht nur die Schaubilder für L maßgebend, sondern es muß auch die Verschiebung der L-Nullpunkte durch den Rückdruck der Kuppelstange berücksichtigt werden (s. später S. 1101). Um die Umständlichkeiten dieser Feststellung zu vermeiden, werde einfach mit σ gerechnet und lediglich festgestellt, daß der Einfluß des Achslagerspielraumes infolge dieser Vernachlässigung im allgemeinen größer ist, als in der Rechnung zum Ausdruck kommt.

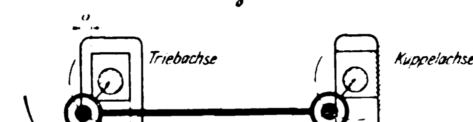
b) Die Spielräume an der Triebachse seien nach jeder Seite um σ größer als an der Kuppelachse.

Die Triebachse rollt unter dem Einfluß von P zurück und versetzt die Kuppelachse in Spannung, ohne daß Gleiten um einen Winkel ω erforderlich ist, Fig. 24:

$$\Delta A = \sigma - 2s - \frac{\sigma}{R} r \sin \varphi$$

$$K = \frac{\sigma - 2s - \frac{\sigma}{R} r \sin \varphi}{A} E q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

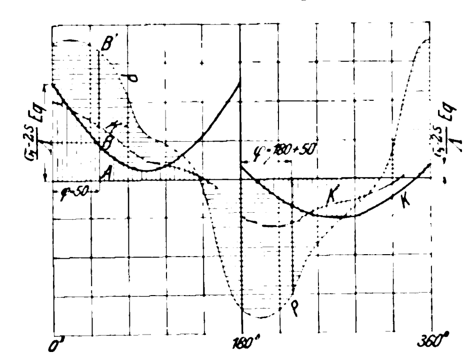
Fig. 24.



Doppelvorzeichen treten in dieser Gleichung nicht auf. Fig. 25 zeigt die Sinuslinien. Die Aeste sind gegen die Nullinie um $\frac{\sigma - 2s}{A} E q$ verschoben. Aehnlich wie früher ω, kann hier σ aus Gl. (30) für die Bedingung rückwärts berechnet werden, daß bei $q = 50^0$ und $180^0 + 50^0$ der vierte Teil des Triebzapfendruckes an die Kuppelachse weitergegeben werde. Wie die Figur aber zeigt, erhält man für

Fig. 25.

Kraftübertragung durch die Kuppelstange.
Stangenlagerspielraum $s = {}^1/_4$ mm, Spielraum am Triebachslager nach der Kuppelachse zu $\sigma = 0{,}8$ mm, nach der anderen Seite zu um $\sigma = 0{,}46$ mm größer als am Kuppelachslager.
1 mm = 800 kg.



$\varphi = 0^0$ bis 180^0 und für 180^0 bis 360^0 verschiedene Werte σ_1 und σ_2. Der Spielraum ist zweckmäßig in der einen Richtung größer als in der andern. Für $s = {}^1/_4$ mm findet man dann $\sigma_1 = 0{,}8$ mm, $\sigma_2 = 0{,}46$ mm.

Bei p wird $P - K$ negativ, die Triebachse beginnt, sich im gleichen Augenblicke — genauer, wenn $L = 0$ wird (vergl. früher) — im Spielraum zurückzubewegen, und die K-Kraft folgt der P-Linie bis zur Nullinie und dann dieser.

Der Einfluß der Formänderungen ist wie in den früheren Fällen zu ermitteln.

Ein großer Vorzug des betrachteten Falles ist der, daß sich die K-Linie besonders von $\varphi = 0$ bis 180^0 der P-Linie gut anschmiegt. K ist groß, wenn P groß ist, und nimmt mit P ab. Das Auftreten übermäßig großer K-Werte, wie im Fall II, ist ausgeschlossen. Stöße können durch den Spielraum am Triebachslager kaum entstehen, denn die Triebachse wird von den Kuppelstangen federnd aufgefangen.

Wird der Dampf abgesperrt, so verschwindet der Winkel $\frac{\sigma}{R}$ sofort, d. h. die Triebachse geht in die Mittellage zurück und wird mittels der Kuppelstangen von der Kuppelachse geschoben. Nur diese liegt an ihren Führungen an.

Der Fall IIIb ist die zweckmäßigste Art der Kraftübertragung, weil nur rollende Bewegungen vorkommen und die K-Linie eine zweckmäßige Form hat. Ein geringes Spiel an der Führung der Triebachse ist also zweckmäßig. Alle Achslager sollten nachstellbar und der Betrag der Nachstellung ablesbar sein.

Wenn σ freilich zu groß wird, so kommt die Triebachse nur ganz vorübergehend und schließlich gar nicht zum Anliegen. Dies führt zu übermäßigen Beanspruchungen der Kuppelstangen, und mancher Kuppelstangenbruch mag in zu großen Achslagerspielräumen seinen Grund haben. Da die Kuppelachse die zu großen Beträge an Umfangskraft nicht aufzunehmen vermag, so muß, wie früher, ein Verlaufungswinkel ω, diesmal aber an der Kuppelachse, auftreten. Mit der Bildung von ω ist aber meist Schleudern verknüpft.

Neigung zum Schleudern also und zum Heißlaufen des Kuppelachslagers, Bildung von Schlaglöchern an der Kuppelachse, während die Triebachse verhältnismäßig frei davon bleibt, sind das Krankheitsbild einer solchen Lokomotive. Das Nachmessen der Stichmaße verrät, sofern diese zwischen den Körnergruben der Trieb- und Kuppelachswelle genommen werden, nichts über die Ursache der störenden Erscheinungen, denn im Ruhezustand stellen sich die Achsen in die Mitten der Spielräume ein. Erst die vergleichende Messung der Spielräume an Trieb- und Kuppelachse zeigt die Ursache.

Das Nachstellen der Kuppelachslager allein ist hiernach nicht zu empfehlen. Sind mehrere Kuppelachsen vorhanden, so sollen deren Achslagerspielräume gleich groß sein.

Bei den andern bisher betrachteten Bauarten ist die Wirkungsweise der Kuppelstangen keine wesentlich andre. Bei den Innenzylinderlokomotiven wird der Einfluß der Formänderung fast verschwinden, denn der biegsame Zapfen der Außenzylinderlokomotiven ist nicht vorhanden. Im übrigen werden die Kuppelstangen wegen des gleichmäßigeren Verlaufes der Y-Linien bei ihnen überhaupt weniger in Anspruch genommen.

Eigentümlich ist die Wirkungsweise der Kuppelstangen bei solchen ${}^2/_4$-gekuppelten Vierzylinderlokomotiven, bei denen die vier Zylinder nicht auf eine Achse wirken (Bauart Grafenstaden). Jede Achse erhält dann den Betrag an Umfangskraft, den sie aufzunehmen vermag, unmittelbar zuerteilt. Von seltenen Ausnahmefällen abgesehen, bleiben also die Kuppelstangen spannungslos, und es entfallen alle störenden Erscheinungen und Arbeitsverluste, die mit ihrer Wirkungsweise unter Umständen verknüpft sind. Bekanntlich baute man solche Lokomotiven zuerst überhaupt ohne Kuppelstangen (französ. Nordbahn 1886); doch wurde der Massenausgleich durch zufälliges Verlaufen der Achsen gegeneinander gestört.

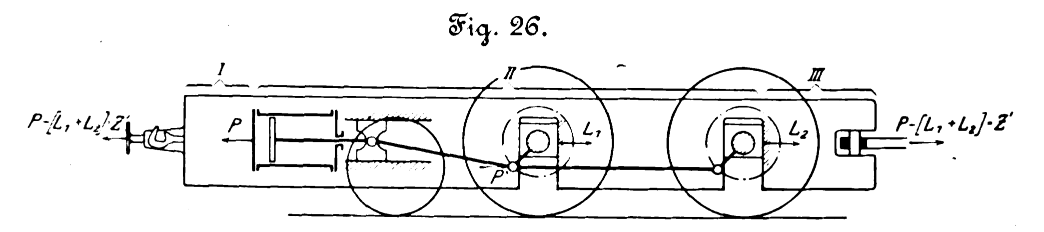
VI. Die Beanspruchung des Rahmens.

Zunächst werde die gegenseitige räumliche Lage der Lagerebenen, Kurbeln usw. vernachlässigt (ebenes Triebwerk). Fig. 26 zeigt, wie der Unterschied der Drücke am Zylinder und in den Lagern

$$P - (L_1 + L_2) = P - L = P - \left[P \frac{R - r \sin \varphi}{R}\right] = Z'$$

als Zugkraft am Tenderzughaken oder der Bufferbohle an andre Fahrzeuge weitergegeben wird.

Fig. 26.



Die Beanspruchung der einzelnen Rahmenabschnitte ist verschieden je nach der Fahrtrichtung und danach, ob der Zug an der Bufferbohle oder am Zugkasten hängt.

Wenn die Lokomotive vorwärts fahrend den Zug zieht, so wird der Rahmenabschnitt vom Zylinder bis zum Triebachslager durch P, vom Trieb- bis zum Kuppelachslager durch $P - L_1$, vom Kuppelachslager bis zum Zugkasten durch

$P-(L_1+L_2)=P-L=P-\left[P'\frac{R-r\sin\varphi}{R}\right]=Z'$ beansprucht.

Für größte Füllung und kleinste Geschwindigkeit kann P über $\varphi=90^0$ hinaus $=P_{max}$ und außerdem $P'=P$ angenommen werden; also ergibt sich die Höchstbeanspruchung des letzten Rahmenabschnittes für $\varphi=90^0$ zu $\pm P_{max}\frac{r}{R}=Z'_{max}$.

Die Werte L_1 und L_2 sind nicht ohne weiteres bestimmbar, denn sie hängen von der Wirkungsweise der Kuppelstangen ab. Nur die Summe L ist bekannt (s. Abschnitt II). Es muß der ungünstigste Fall $L_1=0$ angenommen werden. Dann ist der ganze Rahmenabschnitt vom Zylinder bis zur hinteren Begrenzung des Ausschnittes für das Kuppelachslager als durch P beansprucht anzunehmen. Auf dieser Grundlage findet man folgende Beanspruchungen der Rahmenabschnitte I, II, III, s. Fig. 26:

α) bei Vorwärtsfahrt und gezogenem Zug, d. i. der eben betrachtete Fall, und ebenso bei Rückwärtsfahrt und geschobenem Zug:

I 0; II P; III Z' mit dem Höchstwert $\pm P_{max}\frac{r}{R}$.

β) bei Vorwärtsfahrt und geschobenem Zug und ebenso bei Rückwärtsfahrt und gezogenem Zug:

I Z' mit dem Höchstwert $\pm P_{max}\frac{r}{R}$; II $L=P'\frac{R-r\sin\varphi}{R}$ mit dem Höchstwert $P_{max}\frac{R+r}{R}$ für $\varphi=270^0$; III 0, wenn vom Widerstand des Tenders abgesehen wird.

Der Berechnung ist für jeden Rahmenabschnitt die größte Beanspruchung zugrunde zu legen, die bei den beiden angegebenen Betriebsarten vorkommt; also für I und III Z'_{max}, für II $L_{max}=P_{max}\frac{R+r}{R}$.

Der mittlere Rahmenabschnitt ist also durch eine Kraft beansprucht, die $\frac{R+r}{r}$ mal größer ist als der Höchstwert der Zugkraft $Z'_{max}=P\frac{r}{R}$, die in den äußeren Rahmenabschnitten I und II wirkt. Aus diesem Grunde, und weil nur die widerstandsfähige Ausgestaltung des mittleren Rahmenteiles mit seinen tiefen Ausschnitten für die Achsbüchsenführungen Schwierigkeiten macht und nur hier wesentliche Gewichtersparnisse durch Herabsetzung der Beanspruchung zu erzielen sind, sollen die weiteren Untersuchungen auf diesen beschränkt werden.

Die Beanspruchung dieses Rahmenteiles soll ähnlich wie die Y- und L-Linien abhängig von φ dargestellt werden, und zwar

1) für größte Füllung und geringe Geschwindigkeit,

2) für 0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit, also dieselbe Dampfdrucklinie, die der Ermittlung von Y und L zugrunde gelegt wurde.

Zu 1) soll als äußerster praktisch nicht erreichter Grenzfall angenommen werden, daß der Dampfdruck während des ganzen Kolbenweges mit vollem Druck $p\times F=\pm 12\times 1662 =\pm 20000$ kg wirkt. Dem Einfluß der auch bei größter Füllung vorhandenen Dampfdehnung und Kompression soll dann durch Ausrunden nach Schätzung, s. Fig. 27 und 28, Rechnung getragen werden.

Nimmt man auf die räumlichen Verhältnisse Rücksicht, so tritt bei Betriebsart α (Vorwärtsfahrt und gezogener Zug, s. oben) für den Rahmenabschnitt II an die Stelle von P die Summe verschieden großer Anteile der zwei, drei oder vier Zylinder, die für die verschiedenen Bauarten weiter unten ermittelt werden. Diese Beanspruchung soll B' für Vollfüllung und geringe Geschwindigkeit, B für 0,2 Füllung und $V=60$ km/st genannt werden. Bei Betriebsart β stellt der Lagerdruck L die Beanspruchung dar, der für $V=60$ km/st und 0,2 Füllung schon früher ermittelt wurde, für größte Füllung noch zu ermitteln ist. Der letztere soll L' heißen.

L ist die größte Beanspruchung, die vorkommen kann. Es wird sich zeigen, daß sie je nach der Bauart 2- bis 4,5 mal so groß wie die Zugkraft ist. Sie tritt ein, wenn der Zug von der vorwärts fahrenden Lokomotive geschoben wird, ein Fall, der im Gebirge nicht selten ist, wobei dann mit großen Füllungen gearbeitet wird, so daß sich L dem Grenzwert L' nähert.

Die Untersuchung werde zunächst auf Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung beschränkt.

1) Innenzylinderlokomotive. Betriebsart α. Die Zylinder bilden ein Gußstück, das mit den Rahmen wie zu einem Ganzen verbunden ist. P_v und P_n verteilen sich also nach den Gleichungen

$$B_n'=P_n\frac{k}{m}+P_v\frac{l}{m};\ B_v'=P_v\frac{k}{m}+P_n\frac{l}{m},\text{ s. Fig. 6 . . (31, 32).}$$

Für größte Füllung ist P während des größten Teiles des Kolbenweges unveränderlich; P_v und P_n haben dabei abwechselnd gleiches und entgegengesetztes Vorzeichen, und zwar ist für $\varphi_n=0^0$ bis 90^0 und 180^0 bis 270^0 $P_v=P_n=\pm P$; für $\varphi_n=90^0$ bis 180^0 und 270^0 bis 360^0 $P_v=-P_n=\pm P$. Dementsprechend schwankt B' zwischen $\pm\frac{k+l}{m}P=\pm\frac{m}{m}P =\pm 20000$ kg und $\pm\frac{k-l}{m}P=\pm 10700$ kg, s. Fig. 27. Durch Ausrunden der Ecken ist der stark ausgezogene Linienzug entstanden, der den Einfluß der Dampfdehnung usw. mit berücksichtigt, s. oben.

Der Höchstwert der Zugkraft ergibt sich aus $Z =P_{max}\frac{r}{R}(\sin\varphi_n+\cos\varphi_n)$ für $\varphi_n=45^0$ zu $0{,}486\ P_{max} =\pm 0{,}486\times 20000=\pm 9700$ kg.

Die Kräfte im Rahmen sind also $\frac{B'_{max}}{Z'_{max}}=\frac{20000}{9700}=2{,}05$-mal so groß wie die Zugkraft.

Für 0,2 Füllung erhält man die Beanspruchung, indem man zusammengehörige Werte P, also für $\varphi_n{}^0$ und φ_n+90^0, der Kolbenkraftlinie in Fig. 9 entnimmt und in die Gleichungen (31, 32) einsetzt. Es muß betont werden, daß die P-Linie, nicht die P'-Linie zu verwenden ist; denn es handelt sich ja um den Zylinderdeckeldruck, auf den die Beschleunigungskräfte des Gestänges und der Gegengewichte keinen Einfluß haben. Fig. 27 zeigt die so erhaltenen B-Linien. Die B_n-Linie weist um etwa 9 vH größere Werte als die B_v-Linie auf.

Betriebsart β. Das Verfahren ist das gleiche wie unter α, mit dem Unterschiede, daß nicht Gl. (31, 32), sondern die Lagerdruckgleichungen (9) und (10) zur Verwendung kommen. Fig. 28 zeigt die so entstehenden L'-Linien. Die Ausrundungen, die in Rücksicht auf die Dampfdehnung usw. vorgenommen werden, haben die merkwürdige Folge, daß der Höchstwert von L_n' bei $\varphi_n=270^0$ vermindert wird, der von L_v' aber nicht; also $L'_{v\,max}>L'_{n\,max}$.

Dieser Höchstwert ist $L'_{max}=25600$ kg; $\frac{L'_{max}}{Z'_{max}}=2{,}64$.

Geht die Füllung auf 0,2 herab, so treten an die Stelle der L'-Linien die schon früher besprochenen L-Linien. Sie ergeben, wie Fig. 10 gezeigt hat, für die n-Seite erheblich größere Beanspruchungen. Die L_n-Linie ist in Fig. 28 nochmals eingetragen, und es ist bemerkenswert, wie die Unstetigkeiten und plötzlichen Richtungswechsel der L'-Linien bei höherer Geschwindigkeit und kleinerer Füllung in den L-Linien noch als Buckel und Krümmungen bemerkbar sind. Aehnliches zeigen die Schaubilder der andern Bauarten.

2) Außenzylinderlokomotive. Betriebsart α. Unter der Annahme einer vollständig starren Querverbindung der Rahmen verteilen sich die Kräfte folgendermaßen:

$$B_n'=P_n\frac{k}{m}-P_v\frac{l}{m};\quad B_v'=P_v\frac{k}{m}-P_n\frac{l}{m}\quad(33,\,34).$$

B' schwankt zwischen den Werten $\pm\frac{k+l}{m}\times 20000 =\pm 36400$ kg, wenn $P_v=-P_n$, und $\pm\frac{k-l}{m}20000 =\pm 20000$ kg, wenn $P_v=+P_n$; $\frac{B'_{max}}{Z'_{max}}=3{,}75$.

Wie die B'-Linien, so zeigen auch die B-Linien wesentlich höhere Werte als bei der Innenzylinderlokomotive.

Man denke sich die Querversteifungen durch starre Körper ersetzt, die die Rahmenbleche mit langen Prismenführungen umfassen; solche Versteifungen genügen der Aufgabe, die Rahmenbleche gegen Verbiegungen durch die außerhalb ihrer Mittellinie angreifenden P-Kräfte zu schützen, lassen aber die Längsdehnungen der beiden Bleche unabhängig voneinander vor sich gehen. Dann wird jedes Blech nur durch das P der gleichen Seite beansprucht. $B'_{max} = P_{max} = \pm 20000$ kg, also bedeutend geringer als vorstehend. Hiermit soll lediglich der Gedankengang erläutert werden, die Durchführbarkeit soll unerörtert bleiben.

Betriebsart β. L' findet man unter Benutzung der Gleichungen (16) und (17). Durch die Ausrundungen zur Berücksichtigung der Dampfdehnung usw. wird

$$L_{n\,max} > L_{v\,max}, \quad \frac{L'_{n\,max}}{Z'_{max}} = 4{,}5.$$

Alles weitere erklärt sich an der Hand der Abbildungen von selbst. Diese zeigen, daß sämtliche Kräfte, die den Rahmen beanspruchen, bei der Außenzylinderlokomotive um 70 bis 80 vH größer sind als bei der Innenzylinderlokomotive.

3) Dreizylinderlokomotive. Betriebsart α.

$$B_n' = P_n \frac{k}{m} - P_v \frac{l}{m} + \frac{P_m}{2}; \quad B_v' = P_v \frac{k}{m} - P_n \frac{l}{m} + \frac{P_m}{2} \quad (35, 36).$$

Für P ist, wie früher, entsprechend dem auf $^2/_3$ verminderten Zylinderquerschnitt $\pm\, ^2/_3 \cdot 20000$ einzuführen.

B' schwankt zwischen den Werten ± 31000, ± 17600, ± 6660 kg.

$$Z' = P_{max} \frac{r}{R} [\sin\varphi - \sin(\varphi + 120^0) - \sin(\varphi + 240^0)]$$

Fig. 27.

Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung. Verbundlokomotiven.

Rahmenbeanspruchung, wenn die Lokomotive vorwärts fahrend den Zug zieht

B'_n theoretischer Verlauf für Vollfüllung ohne Vorausströmung usw. bei geringer Geschwindigkeit an der Seite der nacheilenden Kurbel
B'_v desgl. an der Seite der voreilenden Kurbel
——— Verlauf für größte Füllung und geringe Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der Dampfdehnung, Vorausströmung usw. an der Seite der nacheilenden Kurbel
– – – desgl. an der Seite der voreilenden Kurbel

} gelten ebenso für Verbundlokomotiven, wenn das Wechselventil auf Zwillingwirkung gestellt ist, und sind daher in die betreffenden Schaubilder nicht nochmals eingetragen

B_n Verlauf an der Seite der nacheilenden Kurbel bei 0,2 Füllung bezw. bei 0,4/0,5 Füllung bei Verbundlokomotiven und 60 km Geschwindigkeit
B_v desgl. an der Seite der voreilenden Kurbel.

Bei den Zweizylinder-Verbundlokomotiven ist statt B_v und B_n B_H und B_N, Hoch- und Niederdruckseite, unterschieden.

ergibt für $\varphi = 90^0$ $Z'_{max} = 9120$,

$$\frac{B'_{max}}{Z'_{max}} = 3{,}4.$$

Die B_n- und B_v-Linien für 0,2 Füllung zeigen stark voneinander abweichende Gestalt und Höchstwerte.

Die Rahmenbeanspruchung nimmt mit abnehmender Füllung sehr stark ab, wie der große Abstand der B'- und B-Linien beweist. Für große Füllungen steht die Dreizylinderlokomotive zwischen Außen- und Innenzylinderlokomotive. Für kleine Füllungen zeigt sie sogar günstigere Werte als die letztere.

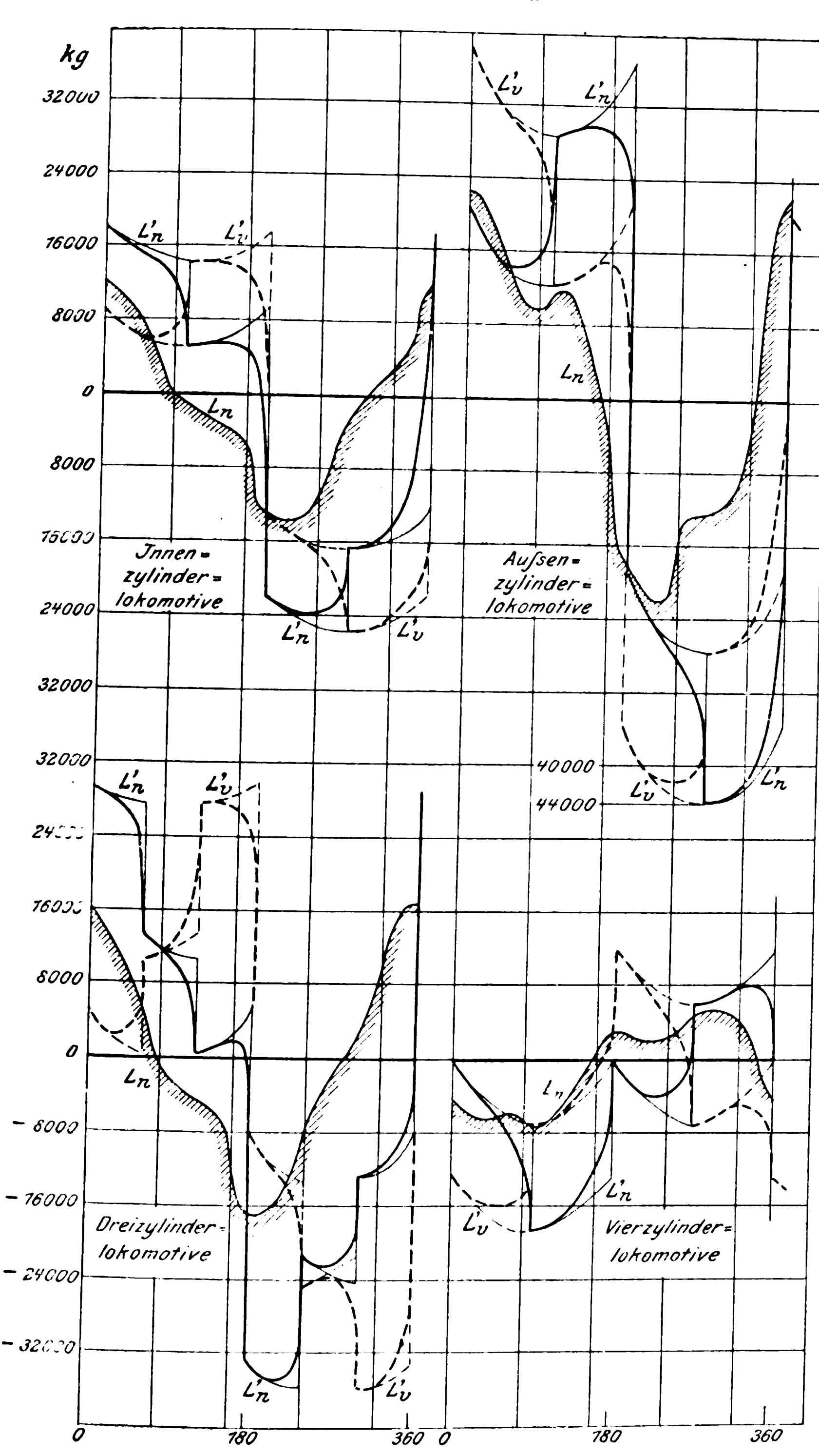
Betriebsart β. L' ist nach Gl. (20) und (21) zu ermitteln:

$$\frac{L'_{max}}{Z'_{max}} = 3{,}73.$$

Im übrigen ist auf Fig. 28 zu verweisen.

Fig. 28.

Rahmenbeanspruchung, wenn die Lokomotive vorwärts fahrend den Zug vor sich her schiebt.



L'_n theoretischer Verlauf für Vollfüllung ohne Vorausströmung usw. bei geringer Geschwindigkeit an der Seite der nacheilenden Kurbel

L'_v desgl. an der Seite der voreilenden Kurbel

—— Verlauf bei größter Füllung und geringer Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der Dampfdehnung, Vorausströmung usw. an der Seite der nacheilenden Kurbel

– – – desgl. an der Seite der voreilenden Kurbel

L_n Verlauf für 0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit an der Seite der nacheilenden Kurbel — zum Vergleich nochmals eingezeichnet (vergl. Fig. 12).

4) Vierzylinderlokomotive. Man erhält die B'-, B- und L-Linien, indem man die für die Innen- und Außenzylinderlokomotive gefundenen Linien mit 180° Phasenverschiebung übereinanderzeichnet, die Ordinaten zusammenzählt und, mit Rücksicht auf die Verminderung der Zylinderquerschnitte auf $^1/_2$, durch 2 teilt.

Betriebsart α. Die Rahmenbeanspruchung schwankt zwischen den Werten 0 und $\pm$ 12800 kg:

$$\frac{B'_{max}}{Z'_{max}} = 1{,}32.$$

Wenn man die beiden Innenzylinder getrennt ausführte und nicht miteinander verbände und die Rahmenversteifungen, wie oben erwähnt, mit Prismenführungen um die Rahmenbleche greifen ließe, so würden B' und B in allen Kurbelstellungen = 0 sein, weil die Drücke auf die Zylinderdeckel stets entgegengesetzt wirken.

Betriebsart β: $\frac{L'_{max}}{Z'_{max}} = 1{,}94.$

Die Rahmenbeanspruchungen sind für beide Betriebsarten sehr gering, und zwar um 30 bis 40 vH, für L sogar um 50 vH geringer als bei der Innenzylinderlokomotive.

Für Verbundlokomotiven kann die Untersuchung auf 0,2 Füllung und $v = 60$ km/st beschränkt werden, also auf die Ermittlung der L- und B-Linien. Um nämlich vorübergehend große Zugkräfte auszuüben, läßt man zweckmäßig die Lokomotive mittels einer Wechselvorrichtung mit einfacher Dampfdehnung arbeiten, wobei dann durch Drosselung oder ein Druckminderventil die Pressung im Niederdruckzylinder so niedrig gehalten wird, daß die Kolbenkräfte beider Seiten gleich, die oben erhaltenen Ergebnisse also ohne weiteres anwendbar sind. Vergleichbar wären die Ergebnisse der mit Vollfüllung und Verbundwirkung arbeitenden Lokomotive mit der Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung ohnedies nicht; denn wenn der Bedingung gleicher Leistung für 0,2 Füllung genügt ist, so ist dies bei Vollfüllung infolge bekannter Eigenheiten der Verbundwirkung nicht der Fall.

Da die L-Linien schon in den Figuren 13 bis 16 enthalten sind, so sind jetzt nur noch die B-Linien darzustellen, Fig. 27.

Die Zweizylinder-Verbundlokomotiven sollen im folgenden wieder nach Bauart a und b, Hochdruckkurbel voreilend und nacheilend, unterschieden werden.

1) Innenzylinder-Verbundlokomotive. Betriebsart α. Zweierlei fällt sofort auf: Der Rahmen der Hochdruckseite (H-Seite) ist erklärlicherweise bei beiden Bauarten a und b stärker beansprucht als der auf der Niederdruckseite (N-Seite); ferner zeigt sich bei einem Vergleich der Bauarten a und b, daß bei Bauart a die Kräfte im H-Rahmen um 15 vH geringer sind. Die Erscheinung erklärt sich in ähnlicher Weise wie die Verschiedenheiten der L-Linien (S. 1051): Der Höchstwert für B tritt auf der H-Seite ungefähr dann ein, wenn die H-Kurbel im Todpunkt steht; eilt die Kurbel der andern Seite vor, so befindet sich in diesem Augenblick der Dampf

in beiden Zylindern auf der gleichen Seite des Kolbens, so daß sich bei der Innenzylinderlokomotive seine Kräfte hinsichtlich der Wirkung auf den Rahmen gegenseitig verstärken; umgekehrt ist es, wenn die Kurbel der *N*-Seite nacheilt.

Die Beanspruchung der Rahmen an der *N*-Seite ist bei beiden Bauarten fast die gleiche. Daß am *N*-Rahmen nicht ähnliche Unterschiede beider Bauarten hinsichtlich der Beanspruchung zutage treten wie beim *H*-Rahmen, hat seinen Grund in der starken Beeinflussung des Rahmens der *N*-Seite durch die größeren Kräfte der *H*-Seite.

Bauart *a* verdient also den Vorzug.

Betriebsart β. Da die Erörterungen auf 0,2 Füllung beschränkt bleiben, so kann auf die in Fig. 13 dargestellten *L*-Linien und das zu ihnen Mitgeteilte verwiesen werden. Die Rahmenbeanspruchung ist im Durchschnitt beider Rahmen um etwa 32 vH für Bauart *a*, um 24 vH für Bauart *b* geringer als bei der Zwillingslokomotive.

Bauart *a* verdient also in jeder Hinsicht den Vorzug vor Bauart *b*.

Außenzylinder-Verbundlokomotive. Betriebsart α. Der *H*-Rahmen ist wieder bei beiden Bauarten stärker als der *N*-Rahmen und bei Bauart *a* um etwa 25 vH stärker als bei Bauart *b* beansprucht.

Betriebsart β. Die Rahmenbeanspruchung *L* ist bei Bauart *a* um 27 vH, bei Bauart *b* um 31 vH geringer als bei der Zwillingslokomotive.

Bauart *b* verdient den Vorzug.

Dreizylinder-Verbundlokomotive. Sowohl für Betriebsart α wie auch für β sind die Beanspruchungen niedrig, sogar hinsichtlich *B* nicht unerheblich niedriger als für die Innenzylinder-Verbundlokomotive. Auffallend ist der ganz verschiedene Verlauf der B_v- und der B_n-Linie.

Vierzylinder-Verbundlokomotive. Diese ist für beide Betriebsarten der Innenzylinder-Verbundlokomotive erheblich überlegen.

Wie bedeutend hinsichtlich der Rahmenbeanspruchung der Einfluß der Bauart ist, lehrt am besten der Vergleich des Höchstwertes der Rahmenbeanspruchung B_v für die Außenzylinder-Zwillings- und die Vierzylinder-Verbundlokomotive. Die folgende Zusammenstellung gibt hierfür 186 und 28: das Verhältnis beider Zahlen ist 6,6!

Höchstwerte der Größen *Y*, *L*, *L'*, *B'*, *B*.

Die betreffenden Werte an der *n*-Seite der Innenzylinderlokomotive sind = 100 gesetzt.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		Bezeichnung der Bauart										
		einfache Dampfdehnung				Verbundanordnung						
		Lokomotive mit zwei Innenzylindern $\varphi_v - \varphi_n = 90^0$	Lokomotive mit zwei Außenzylindern $\varphi_v - \varphi_n = 90^0$	Dreizylinderlokomotive $\varphi_v - \varphi_m - \varphi_n = 120^0$	Vierzylinderlokomotive $\varphi_{va} - \varphi_{vi} = \varphi_{na} - \varphi_{ni} = 180^0$, $\varphi_{vi} - \varphi_{ni} = \varphi_{va} - \varphi_{na} = 90^0$	Lokomotive mit zwei Innenzylindern (Hochdruckkurbel voreilend: Bauart *a*)	Lokomotive mit zwei Innenzylindern (Hochdruckkurbel nacheilend: Bauart *b*)	Lokomotive mit zwei Außenzylindern (Hochdruckkurbel voreilend: Bauart *a*)	Lokomotive mit zwei Außenzylindern (Hochdruckkurbel nacheilend: Bauart *b*)	Dreizylinderlokomotive mit innenliegendem Hochdruckzylinder	Vierzylinderlokomotive mit innenliegenden Hochdruckzylindern	
0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit – Höchstwerte der Umfangskräfte	Y_n	100	145	94	124	100	100	145	145	100	100	Y_H
	Y_v	100	145	114	124	73	73	107	107	88	100	Y_N
0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit – Höchstwerte der Lagerdrücke	L_n	− 100	− 161	− 124	− 50	− 74	− 65	− 142	− 131	− 56	− 50	L_H
	L_v	− 92	− 177	− 112	− 58	− 56	− 82	− 104	− 100	− 75	− 30	L_N
Höchstwerte der Rahmenbeanspruchung im mittleren Teil												
größte Füllung und geringe Geschwindigkeit – bei Vorwärtsfahrt und geschobenem oder Rückwärtsfahrt und gezogenem Zug	L'_n	100	172	136	73	wie bei den Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung						L'_H
	L'_v	100	172	136	73							L'_N
größte Füllung und geringe Geschwindigkeit – bei Vorwärtsfahrt und gezogenem oder Rückwärtsfahrt und geschobenem Zug	B'_n	100	182	155	64							B'_H
	B'_v	100	182	155	64							B'_N
0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit – bei Vorwärtsfahrt und geschobenem oder Rückwärtsfahrt und gezogenem Zug		die Beanspruchung wird durch die Lagerdrucklinie für 0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit dargestellt (s. o.)										
0,2 Füllung und 60 km Geschwindigkeit – bei Vorwärtsfahrt und gezogenem oder Rückwärtsfahrt und geschobenem Zug	B_n	100	156	89	56	67	77	100	80	39	39	B_H
	B_v	92	186	67	56	61	57	70	66	47	28	B_N

Bemerkung: Die beiden Lokomotivseiten sind bei den Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und den Drei- und Vierzylinder-Verbundlokomotiven als Seite des nacheilenden und des voreilenden Triebwerkes unterschieden, Zeiger *n* und *v* (Spalte 1).

Bei den Zweizylinder-Verbundlokomotiven erfolgt die Unterscheidung nach Hoch- und Niederdruckseite, Zeiger *H* und *N* (Spalte 12).

(Schluß folgt.)

Der Wärmeübergang an Vorwärmerheizflächen.

Von **Paul Fuchs.**

Um die Wärmedurchgangzahl an gußeisernen Vorwärmerheizflächen, die durch abziehende Verbrennungsgase beheizt werden, festzustellen, habe ich aus einer Anzahl vollständig durchgeführter Verdampfungsversuche zweckentsprechende Einzeldaten herausgenommen und der gestellten Aufgabe entsprechend durchgerechnet. Bei der Auswahl der Untersuchungen waren folgende Gesichtspunkte maßgebend.

1) In der Art der verfeuerten Brennstoffe sollte möglichste Verschiedenheit herrschen; benutzt wurden dementsprechend Aufschreibungen aus Anlagen, die sowohl mit Braunkohlen, Flammkohlen verschiedenster Reviere und Sortierungen, als auch mit Koks betrieben wurden.

2) Das Verhältnis Kesselheizfläche zu Vorwärmerheizfläche sollte möglichst verschieden sein. Setzt man die Kessel-



heizfläche mit 100 ein, so bewegt sich hier das Verhältnis zur Vorwärmerheizfläche von 100 : 106 oberer Grenze bis zu 100 : 40 unterer Grenze.

3) Bezüglich des für Zeit- und Flächeneinheit vorgewärmten Speisewassers sollten die weitestgehenden Unterschiede vorliegen; in den hier mitgeteilten Aufschreibungen schwanken die Zahlen von 17,2 kg bis 39,1 kg Wasser für 1 st und 1 qm Vorwärmerheizfläche.

Bei sämtlichen Versuchen war der Reinheitszustand der Vorwärmerheizfläche im betriebstechnischen Sinn als normal zu bezeichnen; hierunter ist der Zustand nach einiger Betriebzeit verstanden, während deren die ortsüblichen Vorrichtungen zur Beseitigung des Flugstaubes von den Röhren dauernd in Gebrauch waren.

Zu der Berechnung der einzelnen Posten ist noch folgendes zu sagen:

A) Der mittlere Temperaturunterschied δ_m zwischen Wärmeträger und Wärmeaufnehmer.

Um zum mittleren Temperaturunterschied zwischen Wärmeträger und Wärmeaufnehmer zu gelangen, ist für alle Versuche eine Gegenströmung angenommen; als logarithmische Gleichung erhält man nach Grashof:

$$\delta_m = \frac{(t\,Vg\,e - t\,Wa) - (t\,Vg\,a - t\,We)}{\ln \dfrac{t\,Vg\,e - t\,Wa}{t\,Vg\,a - t\,We}},$$

wenn mit t allgemein die Temperatur, Vg Verbrennungsgas, W Wasser, a Austritt, e Eintritt in die entsprechenden Heizflächen bezeichnet wird.

B) Die Wärmekapazität des Wärmeträgers.

Um die Wärmekapazität der Verbrennungsgase bei den verschiedenen Temperaturen zu ermitteln, sind für die Berechnung der spezifischen Wärme für 1 kg Gas c_p die Gleichungen von Mallard und le Chatelier benutzt. Bezeichnet m das Molekulargewicht eines Gases, t die Temperatur desselben, so erhält man für die hier in Betracht kommenden Bestandteile des Wärmeträgers:

$$c_p\,m\,CO_2 = 8{,}26 + 0{,}012\,t - 0{,}00000236\,t^2$$
$$c_p\,m\,H_2O = 7{,}57 + 0{,}00656\,t$$
$$c_p\,m\,O_2 + N_2 = 6{,}78 + 0{,}0006\,t.$$

Sind weiter die einzelnen Anteile des Verbrennungsgases, ausgedrückt in Gewichtsteilen vom Hundert, $a\,CO_2$, $b\,H_2O$ . . . und die zugehörigen spezifischen Wärmen bei den entspre-

Zahlentafel 1.

	Versuch Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Rostfläche des Kessels	qm	3,1	3,6	3,1	3,8	4,5	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
2	Heizfläche » »	»	144	100	80	160	200	90	90	90	90	90
3	» » Ueberhitzers	»	44,1	29,0	36,0	—	—	—	—	—	—	—
4	Vorwärmerheizfläche	»	153	80	60	120	120	48	48	48	36	36
5	Verhältnis der Kesselheizfläche zur Vorwärmerheizfläche		100:106	100:80	100:75	100:75	100:60	100:53	100:53	100:53	100:40	100:40
6	Versuchsdauer	min	480	612	615	480	480	474	497	460	514	430
7	Brennstoff, verfeuert zusammen	kg	2570	3243	3183	2341	3102	1292	1259	1305	1887	986
8	in 1 st desgl.	»	321,3	318,0	310,6	292,6	387,7	155,6	152,1	170,3	220,3	137,6
9	für 1 st und 1 qm Rostfläche	»	103,7	88,3	100,2	77,0	86,2	70,7	69,1	77,4	100,1	62,5
10	Zusammensetzung: Kohlenstoff	vH	78,91	76,65	73,07	72,96	65,07	73,80	71,06	64,44	47,18	71,65
11	Zusammensetzung: Wasserstoff	»	0,47	4,37	4,40	4,45	4,21	4,32	4,41	4,61	4,39	4,36
12	Zusammensetzung: Schwefel	»	0,94	1,07	1,02	0,90	1,17	0,91	1,15	1,58	2,14	1,19
13	Zusammensetzung: hygroskopisches Wasser	»	6,37	3,82	5,64	6,18	6,55	3,97	5,18	9,57	11,78	4,22
14	Zusammensetzung: Rückstände	»	11,18	6,13	6,91	4,65	11,10	6,30	4,86	6,13	23,11	6,74
15	Zusammensetzung: Sauerstoff und Stickstoff als Differenz	»	2,13	7,96	8,96	10,86	11,90	10,70	13,34	13,67	12,40	11,83
16	Heizwert	WE	6504	7266	7066	7092	6312	6797	6655	5972	4397	6684
17	theoretisch zur Verbrennung nötige Luftmenge L_k	kg	9,19	10,01	9,57	9,46	8,45	9,52	9,15	8,46	6,09	9,27
18	theoretische Verbrennungsgasmenge Vg_r	cbm	7,23	8,00	7,67	7,59	6,79	7,59	7,33	6,84	4,99	7,40
19	Wasser, verdampft zusammen	kg	21 296	26 657	24 032	20 352	24 796	10 207	10 442	9312	9906	7749
20	in 1 st desgl.	»	2637,0	2613,4	2344,2	2544,0	3099,5	1292,4	1261,0	1215,2	1156,5	1081,0
21	für 1 st und 1 qm Heizfläche	»	18,3	26,1	30,0	15,9	15,4	14,3	14,0	13,5	12,8	12,0
22	Temperatur beim Eintritt in den Vorwärmer	°C	37,5	28,2	28,9	36,7	32,6	20,6	50,4	50,3	48,2	21,1
23	» » Austritt aus dem »	»	103,5	122,5	105,1	142,0	103,8	78,8	101,2	102,9	103,9	78,2
24	Dampf, Ueberdruck	kg/qcm	9,70	10,80	10,58	9,50	9,68	8,43	9,03	8,20	8,56	8,71
25	entsprechende Temperatur	°C	182,0	186,2	185,3	181,0	181,7	176,4	179,0	175,3	176,9	177,6
26	» Gesamtwärme	WE	662,1	663,3	663,0	661,7	661,9	660,3	661,1	660,0	660,4	660,7
27	Temperatur des überhitzten Dampfes	°C	284	287	295	—	—	—	—	—	—	—
28	Ueberhitzung über die Sättigungstemperatur	»	102,0	100,8	109,7	—	—	—	—	—	—	—
29	spezifische Wärme des überhitzten Dampfes	WE	0,523	0,525	0,528	—	—	—	—	—	—	—
30	Wärmemenge durch die Ueberhitzung	»	53,3	52,9	57,9	—	—	—	—	—	—	—
31	Gesamtwärme des erzeugten Dampfes	»	715,4	716,2	720,9	661,7	661,9	660,3	661,1	660,0	660,4	660,7
32	Betriebsverdampfungsziffer	kg	8,28	8,22	7,55	8,69	7,99	7,90	8,29	7,14	5,25	7,86
33	Erzeugungswärme des Dampfes, vom Eintritt in den Vorwärmer ab gerechnet	WE	677,9	696,0	692,0	625,0	629,3	639,7	600,7	610,7	612,2	639,6
34	Verdampfungsziffer, berechnet auf 637 WE Erzeugungswärme	kg	8,81	8,88	8,19	8,52	7,89	7,93	7,95	6,83	5,04	7,89
35	von der Kesselheizfläche aufgenommen für 1 kg Brennstoff	WE	4625	4445	4212	4516	4459	4594	4617	3978	2921	4578
36	vom Ueberhitzer aufgenommen desgl.	»	441	435	436	—	—	—	—	—	—	—
37	von der Vorwärmerheizfläche aufgenommen desgl.	»	546	775	575	915	569	460	446	376	292	449
38	gesamte aufgenommene Wärmemenge aller Heizflächen	»	5612	5655	5223	5431	5028	5054	5061	4354	3213	5027
39	Verbrennungsgastemperatur, Eintritt Vorwärmer	°C	228	362	378	386	359	264	270	264	276	243
40	» Austritt »	»	118	183	221	150	171	125	138	139	143	118
41	mittlere Zusammensetzung des Wärmeträgers, Kohlensäure	Vol.-vH	8,6	9,1	8,2	7,8	8,2	8,6	9,1	7,9	6,9	7,8
42	» » » » Sauerstoff	»	11,9	9,8	10,5	11,3	11,0	9,9	9,7	10,7	12,1	10,8
43	» » » » Stickstoff als Differenz	»	79,5	81,1	81,3	80,9	80,8	81,5	81,2	81,4	81,0	81,4
44	überschüssige Luftmenge in den Verbrennungsgasen	vH	231	188	200	216	210	189	186	204	212	206
45	Nutzeffekt der Dampfkesselheizfläche	»	71,1	61,2	59,6	63,7	70,6	67,6	69,4	66,5	66,4	68,5
46	» des Ueberhitzers	»	6,8	6,0	6,2	—	—	—	—	—	—	—
47	» der Vorwärmerheizfläche	»	8,4	10,6	8,1	12,9	9,0	6,8	6,7	6,3	6,6	6,7
48	Gesamtwirkungsgrad der Anlage	»	86,3	77,8	73,9	76,6	79,6	74,4	76,1	72,8	73,0	75,2

Zahlentafel 2.

	Versuch Nr.		1		2		3		4		5	
49	Verbrennungsgasmenge bei dem vorhandenen Luftüberschuß	kg	22,08		19,66		19,96		21,25		18,40	
50	» » » » »	cbm	16,56		14,82		15,07		16,08		14,03	
51	Zusammensetzung des Wärmeträgers (Gasmenge für 1 kg Brennstoff): Kohlensäure	kg	2,29		2,22		2,12		2,12		1,80	
52	Sauerstoff	»	2,79		2,04		2,22		2,54		2,16	
53	Wasser	»	0,09		0,32		0,34		0,31		0,30	
54	Stickstoff	»	16,91		15,08		15,28		16,28		14,14	
55	Zusammensetzung des Wärmeträgers (ausgedrückt in Gew. vH): CO_2	vH	10,4		11,3		10,6		9,9		9,8	
56	O_2	»	12,6		10,4		11,1		12,1		11,8	
57	H_2O	»	0,5		1,6		1,7		1,4		1,6	
58	N_2	»	76,5		76,7		76,6		76,6		76,8	
59	mittlere spezifische Wärme c_p des Gases am Eintritt Vorwärmer	WE	0,248		0,260		0,262		0,261		0,260	
60	» » » c_p » » » Austritt	»	0,241		0,248		0,251		0,246		0,247	
61	Wärmeinhalt der Gase für 1 kg Brennstoff, Eintritt Vorwärmer	»	1249		1850		1977		2141		1717	
62	» » » 1 » » Austritt »	»	628		892		1107		780		777	
63	gesamte im Vorwärmer gebliebene Verbrennungsgaswärme	»	621		958		870		1461		940	
	Wärmebilanz des Vorwärmers, für 1 kg Brennstoff berechnet		WE	vH	WE	vH	WE	vH	WE	vH	WE	vH
64	im Verbrennungsgas am Eintritt Vorwärmer vorhanden		1249	100,0	1850	100,0	1977	100,0	2141	100,0	1717	100,0
65	vom Speisewasser aufgenommene Wärmemenge		546	43,7	775	41,9	575	29,1	915	42,7	569	33,1
66	in den abziehenden Verbrennungsgasen noch enthaltene Wärme		628	50,3	892	48,2	1107	55,9	780	36,4	777	45,3
67	Differenz: Verlust für Wärmeableitung und Strahlung		75	6,0	183	9,9	295	15,0	446	20,9	371	21,6
68	Temperaturerhöhung des Wassers im Vorwärmer	°C	66,0		94,3		76,2		105,3		71,2	
69	auf 1 st und 1 qm Vorwärmerheizfläche vorgewärmte Wassermenge	kg	17,2		32,7		39,1		21,2		25,8	
70	auf 1 st und 1 qm Vorwärmerheizfläche vorgewärmte Wassermenge	WE	1135		3084		2979		2232		1837	
71	mittlere Temperaturdifferenz δ_m	°C	115		254		274		164		199	
72	Wärmedurchgangzahl K	WE	9,9		12,1		10,9		13,6		11,9	
73	mittlere Gastemperatur im Vorwärmer	°C	173		278		299		268		265	
74	Gasmenge bei dieser Temperatur auf 1 kg Brennstoff	cbm	27,16		29,94		31,65		31,84		27,64	
75	stündliche Gasmenge bei dieser Temperatur	»	8726		9521		9830		9316		10716	
76	» » auf 1 qm Vorwärmerheizfläche	»	57		119		164		78		89	
77	stündliche Gasmenge in kg	kg	7094		6252		6200		6220		7134	
78	» » auf 1 qm Vorwärmerheizfläche	»	47		78		103		52		59	

chenden Temperaturen $c_p\,CO_2$, $c_p\,H_2O$ ..., so erhält man die mittlere spezifische Wärme des Gases nach dem Ansatz

$$\sum \frac{(a\,CO_2 \cdot c_p\,CO_2) + (b\,H_2O \cdot c_p\,H_2O) \ldots}{100}$$

C) Die Gasmenge für die Brennstoffeinheit.

Zur Bestimmung der Gasmenge für die Brennstoffeinheit wurde folgender Weg eingeschlagen: Sowohl der Wassergehalt der Verbrennungsluft als auch der sich ergebende Anteil für Luft oder Verbrennungsgas, herrührend aus dem Schwefelgehalt der Brennstoffe, wurde bei sämtlichen Versuchen außer acht gelassen.

Bezeichnet man den Luftbedarf für 1 kg Brennstoff in kg mit L_k oder in cbm mit L_c, so erhält man

$$L_k = \frac{11{,}5\,C + 34{,}3\left(H - \frac{O}{8}\right)}{100}$$

$$L_c = \frac{8{,}9\,C + 26{,}5\left(H - \frac{O}{8}\right)}{100},$$

wenn C und H den Kohlenstoff und Wasserstoff in Hundertteilen des Brennstoffes bedeuten; wird ferner das bei der Verbrennung sich ergebende Verbrennungsgas mit Vg_k oder Vg_c bezeichnet, so hat man

Zahlentafel 3.

Hauptmittelwerte sowie untere und obere Grenzwerte der Versuche 1 bis 10.

Verhältnis der Kesselheizfläche zur Vorwärmerheizfläche		100 : 40	100 : 64	100 : 106
Eintrittstemperatur des Wassers	°C	20,6	35,4	50,4
Austrittstemperatur des Wassers	»	78,2	104,5	142,0
Temperaturerhöhung	»	—	69,1	—
stündlich auf 1 qm vorgewärmte Wassermenge	kg	17,2	27,7	39,1
desgl.	WE	1135	1914	3084
Gasmenge auf 1 kg Brennstoff	kg	13,53	18,95	22,08
» in cbm bei der mittleren Gastemperatur	cbm	18,09	26,20	31,84
Eintrittstemperatur des Gases	°C	228	303	386
Austrittstemperatur des Gases	»	118	151	221
Erniedrigung der Gastemperatur	»	—	152	—
mittlere Gastemperatur im Vorwärmer	»	—	227	—
spezifische Wärme des Gases am Eintritt	WE	0,248	0,260	0,262
» » » » » Austritt	»	0,241	0,247	0,251
Wärmemenge auf 1 kg Brennstoff am Eintritt	»	940	1493	2141
» » 1 kg » » Austritt	»	480	707	1107
mittlere Temperaturdifferenz δ_m	°C	115	169	274
Wärmedurchgangzahl K	WE	9,9	11,3	13,6
stündliche Gasmenge auf 1 qm Vorwärmerheizfläche	kg	47	68	103
» » in cbm bei der mittleren Gastemperatur	cbm	57	95	164
aus 1 kg Brennstoff entnommene Wärmemenge zur Temperaturerhöhung des Wassers	WE	292	540	775
desgl.	vH	6,3	8,3	12,9
Wärmebilanz des Vorwärmers: vom Wasser aufgenommen	»	29,1	36,2	43,7
» » mit den Verbrennungsgasen abziehend	»	36,4	47,3	55,9
Differenz für Wärmeableitung und Strahlung	»	6,0	16,5	21,6

6		7		8		9		10	
18,87		17,81		18,03		13,53		19,90	
13,74		13,33		13,64		10,22		15,17	
2,14		2,05		1,87		1,36		2,08	
1.96		1,82		2,04		1,58		2,28	
0,29		0,28		0,35		0,28		0,29	
14,48		13,65		13,77		10,31		15,25	
11,3		11,5		10,4		10,5		10,5	
10,4		10,3		11,3		11,7		11,4	
1,5		1,6		1,8		2,0		1,5	
76,8		76,6		76,5		75,8		76,6	
0,254		0,254		0,254		0,255		0,251	
0,244		0,245		0,246		0,249		0,244	
1265		1221		1209		940		1244	
576		602		617		480		573	
689		619		582		460		641	
WE	vH	WE	vH	WE	vH	WE	vH	WE	vH
1265	100,0	1221	100,0	1209	100,0	940	100,0	1214	100,0
460	36,4	446	36,5	376	31,1	292	31,1	449	36,9
576	45,5	602	49,3	617	51,0	480	51,1	573	47,2
229	18,1	173	14,2	216	17,9	168	17,8	192	15,9
58,2		53,8		52,6		55,7		57,1	
26,9		26,3		25,4		32,1		30,0	
1566		1415		1336		1788		1713	
151		127		129		138		140	
10,4		11,1		10,4		12,9		12,2	
194		204		201		209		180	
23,49		23,33		23,73		18,09		25,18	
3654		3548		4041		3983		3465	
76		74		84		111		96	
2936		2709		3070		2981		2738	
61		56		64		83		76	

$$Vg_k = \frac{12{,}5\,C + 35{,}3\left(H - \frac{O}{8}\right) + H_2O + N}{100}$$

$$Vg_r = \frac{8{,}9\,C + 32{,}1\left(H - \frac{O}{8}\right) + 1{,}24\,H_2O + 0{,}79\,N}{100}$$

H_2O ist hier das hygroskopische Wasser, N der mit 1 vH angenommene Stickstoffgehalt des Brennstoffes; die Volumenformeln L_v und Vg_v beziehen sich natürlich auf Normalbedingungen des Gases.

Der Luftüberschuß V, mit dem die Brennstoffe oxydiert wurden, ist aus dem freien Sauerstoff des Verbrennungsgases O_{Vg} abgeleitet, und zwar unter Benutzung der Beziehung

$$V = \frac{21}{21 - O_{Vg}}.$$

Die Gasproben zu den einzelnen Analysen wurden abwechselnd am Gaseintritt und am Gasaustritt der Vorwärmerheizfläche entnommen; das arithmetische Mittel wurde zur Bildung der mittleren Zusammensetzung des Wärmeträgers benutzt.

Nach diesen einleitenden Betrachtungen mögen zuerst die grundlegenden Daten mitgeteilt werden. Zahlentafel 1 enthält die gesamten beobachteten Aufschreibungen.

Die besondern, der Vorwärmerheizfläche allein zugehörigen Werte mehr rechnerischer Natur sind in der Zahlentafel 2 enthalten. In den Zeilen 49 bis 63 sind die Zustandsbedingungen des Wärmeträgers behandelt und sodann ein Nachweis der Wärmeverteilung im gesamten Vorwärmersystem aufgestellt. In dieser Bilanz kommen die verschiedenen Betriebzustände sowohl bezüglich der Belastung als auch der Konstruktion der Vorwärmer zum Ausdruck. Insbesondere die als »Differenz für Wärmeableitung und Strahlung« bezeichnete Verlustquelle zeigt größere Verschiedenheiten, die aber in sinngemäßer Weise den wirklichen äußeren Unterschieden gleichkommen. So ist beispielsweise in Versuch 1 die Anordnung so getroffen, daß der Vorwärmer unmittelbar unter dem Dampferzeuger steht; in Versuch 4 und 5 wiederum liegt der Vorwärmer vollkommen im Freien usw.

Die Zeilen 68 bis 72 enthalten die Temperaturverhältnisse und die von der Vorwärmerheizfläche aufgenommenen Wärmemengen, woraus die Wärmedurchgangzahlen K für 1 st, 1° Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträger und Wärmeaufnehmer und 1 qm Vorwärmerheizfläche abgeleitet sind. Um einen Einblick in die relativen Geschwindigkeitsverhältnisse der Verbrennungsgase und des Wassers zu erhalten, habe ich die Zahlen der Reihen 73 bis 78 abgeleitet.

Um weiter die Wärmedurchgangzahl K mit andern, bekannten Werten von K bequem vergleichbar zu machen, sind zum Schluß die hauptsächlich in Betracht kommenden Faktoren gemittelt und in Zahlentafel 3 übersichtlich zusammengestellt, während die oberen und unteren Grenzwerte links und rechts verzeichnet sind.

Zur Frage der Verwendbarkeit schwer brennbarer Oele in Verbrennungskraftmaschinen.

Von **Emil Capitaine**.

In Nr. 16 dieser Zeitschrift hat Hr. Paul Rieppel über die Ergebnisse der Verwendung von Steinkohlenteerölen in der Dieselmaschine berichtet. Hiernach verbrannten diese Oele unzeitig und unvollkommen, und zwar selbst bei Mischung mit größeren Mengen andrer leicht entzündbarer und brennbarer Oele. Die Untersuchungen führten nach Meinung des Hrn. Rieppel zu dem Ergebnis, daß zur stoß- und rückstandfreien Verbrennung jener Oele eine kräftige, wenn auch vielleicht nur örtliche Erwärmung des Kompressionsrauminhaltes oder eine Annäherung an die Arbeitsweise der Explosionsmotoren nötig erscheine. Demgegenüber dürften die Erfahrungen von Interesse sein, welche ich in den Jahren 1891 bis 1893 an dem Motor gemacht habe, der in Güldners Buch »Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren« eingehend beschrieben ist und die erste Ausführung des Arbeitsverfahrens darstellt, bei welchem die Verbrennung von Staubstrahlen schwerer Oele in hochverdichteter Luft allmählich erfolgt, und zwar geleitet durch mechanische Mittel von außen her.

Die Aufgabe, die ich mir seinerzeit gestellt hatte, war besonders schwierig; nicht gewöhnliches Petroleum oder Oele mit leichter siedenden Bestandteilen, sondern die am schwersten brennbaren Oele, Rückstände von Erdölen und Teere, im besondern den unter dem Namen »Masut« bekannten Rückstand russischer Erdöle, suchte ich in einer Zweitakt- oder Viertaktmaschine vollkommen zu verbrennen. Ich untersuchte zunächst das Verhalten des Masuts bei allmählich gesteigerter Temperatur in einer Bombe und fand hierbei, daß ich nur einen Teil zur Verdampfung zu bringen vermochte, während sich bei weiterer Temperatursteigerung ein fester Rückstand in der Bombe bildete.

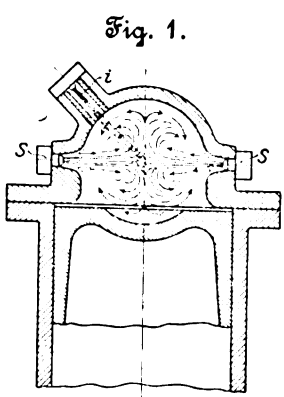
In bezug auf Verdampfen, Entzünden und Verbrennen dürfte sich das Masut noch weit widerspenstiger verhalten als die Steinkohlenteeröle, und, soweit mir bekannt, ist bisher ein Dieselmotor ausschließlich mit diesem Brennstoff noch nicht anstandslos zu betreiben gewesen. Ich hatte die Verbrennung jener Erdölrückstände in den Dampfkesseln mehrerer Fabriken von Moskau beobachtet und festgestellt, daß man trotz Verschiedenheit der Anlage und der Zerstäuber stets die freie Entwicklung der Flamme unter gänzlicher Vermeidung der Berührung von Staubstrahlen mit kalten Flächen und nur teilweiser Berührung mit stark erhitzten Flächen erstrebte.

Meine Versuche, die Staubstrahlen zunächst im freien Raum innerhalb kleinster räumlicher Abstände zur raschen und

vollkommenen Verbrennung zu bringen, führten mich dahin, zwei Staubstrahlen gegeneinander zu treiben und in der Mitte an einer Flamme oder einem hochrot glühenden Körper zu entzünden. Die Energie des einen Strahles wurde dabei durch die des andern vernichtet, und bei recht kurzer Dauer der Oeffnung des Luft- und Oelaustrittes verbrannten die schweren Oele sogar so rasch, daß das Geräusch der Verpuffung auftrat, was mir bei einem einzelnen Strahle nur dann gelang, wenn ich ihn gegen eine sehr stark glühende Fläche trieb. Es gelang mir nicht, einen Masutstaubstrahl, der in die atmosphärische Luft getrieben wurde, bei kurzer Austrittdauer überhaupt zur vollständigen Verbrennung zu bringen. Der Grund hierfür lag offenbar darin, daß die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung innerhalb des Staubstrahles wegen der schweren Brennbarkeit des Brennstoffes geringer war als die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Strahles. Diese Beobachtung brachte ich später (1891) in der Patentbeschreibung treffend zum Ausdruck mit den Worten: »Die größte Schwierigkeit (nämlich für die vollkommene und rußfreie Verbrennung von Staubstrahlen schwerer Erdöle, Teere usw. in einer Kraftmaschine, welche nach Art der heutigen Gasmaschinen wirkt) bietet die geringe Ausdehnung des Verbrennungsraumes, infolge derselben die zerstäubende Luft, die behufs einer guten Zerteilung der Oele notwendig eine große Ausflußgeschwindigkeit besitzen muß, einen mehr oder minder großen Teil der Oelpartikelchen gegen die Wandungen wirft, ehe sie von der sich nur langsam entwickelnden Flamme erreicht werden. Die mittlere Geschwindigkeit des Staubstrahles innerhalb des Verbrennungsraumes ist wegen der schweren Teilbarkeit und langsamen Verdampfung jenes Brennstoffes größer als die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung, und da der Verbrennungsraum nicht beliebig erweitert werden kann, vielmehr in Ansehung der Nützlichkeit hoher Verdichtung der Verbrennungsluft relativ klein sein muß, . . . so ergibt sich hier jene besondere Schwierigkeit im Vergleich zur Verbrennung im freien Raume.«

Wie ich die Verbrennung der Staubstrahlen in der Gasmaschine verwirklichte, ergibt die Skizze Fig. 1. Ich suchte die Zerstäuber *S* möglichst weit entfernt voneinander anzubringen, damit die Staubstrahlen Gelegenheit hatten, auf ihrem Wege recht viel Verbrennungsluft mitzureißen. Bei der Verbrennung der Staubstrahlen in der freien Luft hatte ich beobachtet, daß die Flamme, welche sich beim Aufeinandertreffen der Strahlen bildete, eine Bündelform oder Ballform annahm, und so glaubte ich dementsprechend am besten dem Verbrennungsraum annähernd Kugelform geben zu sollen. Obwohl ich, wie aus dem Gesagten ersichtlich, möglichst hohe Verdichtung, d. h. einen recht kleinen Verbrennungsraum als notwendig erachtete, hatte ich mich doch entschlossen, in der ausgeführten Maschine zunächst den Verbrennungsraum nicht so klein zu wählen, wie es vom wärmetechnischen Standpunkt aus zweckmäßig erscheinen mußte; ich befürchtete allzusehr den Niederschlag des Masuts und der Teere an den Wandungen, bevor sie von der sich entwickelnden Flamme erreicht wurden. Von Anfang an war für mich die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung der Staubstrahlen jener schweren Oele maßgebend für die Frage der Leitung der Verbrennung im Verbrennungsraum.

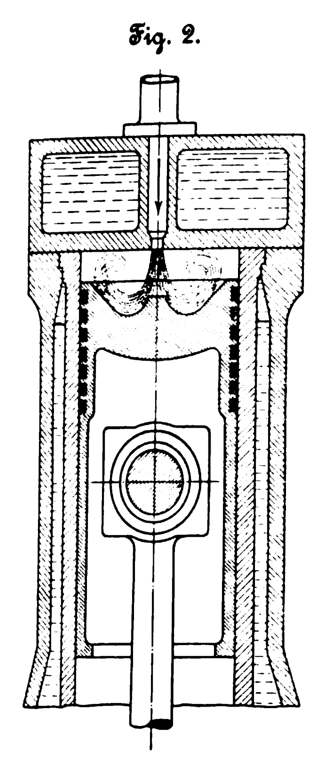
Fig. 1.



Die Staubstrahlen wurden durch eine besondere Flamme *i*, Fig. 1, entzündet, welche durch einen Staubstrahl von gewöhnlichem Petroleum gebildet wurde, und zwar kurz vor Eintritt der Masutstrahlen. Ich suchte hier die Flamme nachzubilden, welche ich bei meinen Versuchen in der freien Luft benutzte.

Die Maschine arbeitete in dieser Weise anstandslos, sofern nicht übermäßige Mengen Masut zugeführt wurden; weder war die Verbrennung unvollkommen noch unzeitig, und es entströmten der Maschine keine unverbrannten Gase. Nur wenn ich die Kompression durch Zurücklassen größerer Mengen heißer Verbrennungsprodukte vom vorhergehenden Hub und die Zufuhr von Masut über ein gewisses Maß steigerte, derart, daß der Sauerstoff restlos aufzuzehren war, zeigten die Abgase eine nicht vollkommene Verbrennung, und die Lauffläche des Zylinders verschmutzte. Ich hätte mit den Ergebnissen der so arbeitenden Maschine wohl zufrieden sein können; denn die weitere Entwicklung hätte sich von selbst in der Weise vollzogen, wie ich sie bereits in der Patentbeschreibung angegeben hatte, nämlich unter Erhöhung der Kompression und Verkleinerung des Verbrennungsraumes. Die Anwendung des Hülfsbrennstoffes (Petroleum) erschien mir jedoch als eine große Unvollkommenheit der Maschine, obgleich ich die erforderliche Menge auf etwa 15 vH des gesamten Brennstoffverbrauches verringerte, und ich suchte ihn durch Anwendung eines vorher auf Rotglut gebrachten Eisenstabes zu ersetzen. Die Maschine arbeitete mit diesem Zündmittel ebensogut, jedoch verbrannte der Stab in kurzer Zeit. Schließlich verließ ich auch diesen Weg und kleidete die Wände mit nicht ganz satt anliegenden Blechen aus, die eine höhere Temperatur annehmen konnten. Ich setzte die Maschine mit gewöhnlichem Petroleum in Betrieb, und ließ sie mit diesem Brennstoff so lange arbeiten, bis die Bleche eine bestimmte Temperatur erreicht hatten. Da es sich hier um eine Zweitaktmaschine handelte, bei der die frische Luft nicht wie bei der Viertaktmaschine die Wände des Kompressionsraumes kühlend bespülte, und wobei ferner ein mehr oder minder großer Teil der heißen Gase vom vorigen Hub im Zylinder verbleiben konnte, so reichte eine Kompression auf 12 at aus, um im Verbrennungsraum diejenige Temperatur zu erzeugen, die die Entzündung und Verbrennung des Masuts ohne besondere Zündvorrichtung ermöglichte. Bei bestimmten Füllungen arbeitete die Maschine anstandslos und ergab einen Verbrauch von 0,4 kg Masut pro PS_e-st. Dieser Verbrauch muß in Anbetracht der niedrigen Kompression als außerordentlich günstig bezeichnet werden, wenn man ihm die Betriebsergebnisse der Zweitaktmaschine gegenüberstellt, welche als »Diesel-Güldner-Versuchsmotor«, erbaut 1899 von der Maschinenfabrik Augsburg, in dem Werke von Güldner beschrieben worden ist. Hiernach hatte letztere Maschine einen Verbrauch von Lampenpetroleum von nur 147 g für 1 PS_i-st; dagegen stieg der Verbrauch infolge der großen Pumpen- und Reibungsarbeit auf 300 g für 1 PS_e-st. Eine weitere Erhöhung der Kompression durch die von mir von Anfang an befürwortete Verkleinerung des Kompressionsraumes schien mir nicht durchführbar, da sich die Getriebeteile bei unzeitigen Verbrennungen der schweren Oele zu Anfang der Inbetriebsetzung nicht kräftig genug erwiesen. Es sind dies jene hohen Drücke, d. h. heftigen Explosionsstöße, die auch Hr. Rieppel in der Dieselmaschine bei Anwendung schwer brennbarer Oele festgestellt hat, nur mit dem Unterschiede, daß bei normalem Betriebe, d. h. genügender Erwärmung des Verbrennungsraumes meiner Maschine, solche selbst bei Anwendung des Masuts völlig ausgeschlossen waren. Ich schritt nun zum Bau einer stehenden Zweitaktmaschine, bei der die Zerstäubungsluft durch eine Luftpumpe in einen Behälter gepreßt und Oel sowie Luft durch eine Art Sulzer-Steuerung eingelassen wurden, deren Getriebeteile einen erheblich höheren Kompressionsgrad zuließen. Ich mußte die Versuche mit dieser Maschine nach ihrer Fertigstellung aus Gründen geldlicher Art aufgeben.

Im Dieselmotor, welcher, betrieben mit Leuchtpetroleum, Solaröl und dergleichen, 5 Jahre später auf dem Markt erschien, wird ein einziger Staubstrahl unmittelbar gegen den Kolbenboden getrieben, Fig. 2. Letzterer ist anfänglich kalt, erlangt aber nach und nach je nach dem Durchmesser an jener Stelle, wo der Strahl auftrifft, eine mehr oder minder höhere Temperatur, die jedoch bei schwacher Belastung der Maschine immer noch niedrig genannt werden muß. Der so gegen den Kolbenboden mit hoher Geschwindigkeit getriebene Staubstrahl breitet sich nach den Seiten hin aus, wo er bei erheblich verminderter Strömgeschwindigkeit verbrennt. Daß dieser Staubstrahl auf dem Wege vom Zerstäuber bis zur Kolbenfläche auch nur zum Teil verbrennt, ist vollständig


Fig. 2.

ausgeschlossen, da die Strömgeschwindigkeit gegenüber der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Verbrennung allzugroß ist. Außerdem ist der Weg vom Zerstäuber bis zur Kolbenfläche derart klein, daß eine Mischung des kompakten Strahles von Oelstaub und kalter Luft mit der heißen komprimierten Luft gar nicht möglich erscheint.

Sonach dient das Schleudern des Oelstaubes gegen die Kolbenfläche in der Hauptsache dazu, die Energie des Staubstrahles zu vernichten. Es ist einleuchtend, daß flüssige Brennstoffe, wie die oben gekennzeichneten Rückstände von Erdölen, in der Dieselmaschine ohne weiteres nicht anwendbar sind. Die Staubteilchen jener schweren Brennstoffe verdichten sich auf der nicht genügend erhitzten Kolbenfläche und können nur zum Teil in dem fein zerteilten Zustande zur Umkehr oder zum seitlichen Ausweichen gelangen. Allerdings ließe sich auf dem Kolbenboden eine wärmeisolierte Platte anbringen, die schließlich durch die Hitze der sich entwickelnden Flamme auf Rotglut gebracht werden könnte. Eine solche teilweise Erwärmung der Wandungen des Verbrennungsraumes hätte jedoch den Nachteil, daß die im Zylinder angesaugte atmosphärische Luft schon während der Ansaugperiode erheblich vorgewärmt und die Leistung der Maschine stark vermindert würde, ferner, daß bei schwacher Belastung des Motors die Temperatur der Platte allzusehr sinken würde. Hr. Rieppel spricht daher auch bloß von einer kräftigen, nur örtlichen Erwärmung des Kompressionsrauminhaltes, und diese ist, wie hier mit Bezug auf Fig. 1 beschrieben, bereits vor 16 Jahren erfolgreich zur Ausführung gelangt, indem die besondere Flamme eine teilweise Erwärmung des Kompressionsrauminhaltes herbeiführt, und zwar bis zu einer Höhe, die jeden flüssigen Brennstoff zur Vergasung und Entzündung bringt. Man kann natürlich auch an Stelle der besondern Flamme eine kleine Menge leicht brennbaren Brennstoffes durch die eigentlichen Zerstäuber zuerst einführen und so eine Flamme bilden, in die hinterher der schwer brennbare Brennstoff getrieben wird.

Ist man vor die Aufgabe gestellt, schwer brennbare flüssige Brennstoffe in Form von Staubstrahlen in der freien Luft zu verbrennen, so wird man natürlich bestrebt sein, die Staubteilchen vor einem Auftreffen auf nicht ganz heiße Flächen zu bewahren, und was für die Verbrennung im freien Raum gilt, gilt auch nicht weniger für die im eng begrenzten, geschlossenen Raum. Gewiß wird im Verbrennungsraum der Gasmaschine die Verbrennung der Staubstrahlen durch die stark verdichtete, hoch erhitzte Luft begünstigt; jedoch steht dem gegenüber die außerordentliche räumliche Beschränkung des Raumes mit seinen kalten Wandungen. Hier heißt es, eine recht vollkommene Mischung innerhalb kürzester Zeit bei hoher Temperatur erzielen. Da die Temperatur durch Kompression allein nicht so hoch gebracht werden kann, wie es für die schwer brennbaren Oele nötig erscheint, so ist die teilweise örtliche Erwärmung der Wandungen des Kompressionsraumes oder seines Inhaltes in der Weise, wie im Vorstehenden erläutert, unbedingt nötig. Die Mischung kann jedoch durch mehrere Strahlen, wie in Fig. 3 und 4 gezeigt, beliebig vollkommen gemacht werden, ohne die Staubteilchen gegen die kalten Wandungen zu schleudern. Ein solches Mischverfahren hat auch für gewöhnliche flüssige Brennstoffe den Vorteil, daß innerhalb einer gegebenen Zeit und bei einem gegebenen Ueberdruck sowie gegebener Menge der Zerstäubungsluft die Mischung der Staubteilchen mit der hochkomprimierten Arbeitsluft ungleich vollkommener ist. Führt man der Zerstäubungsluft wieder Wärme zu, etwa durch die Auspuffgase, und zwar so, daß sie mit etwa 250 bis 300° C in den Verbrennungsraum tritt, dann kann man in Verbindung mit dem vollkommenen Mischverfahren die zur Zerstäubung erforderliche Luftmenge ganz erheblich vermindern. Und diese Verminderung bedeutet eine Erhöhung der Nutzleistung der Maschine. Vor allem wird das Nachbrennen erheblich geringer sein und die Herstellung von schnellaufenden Maschinen für Unterseeboote usw. ohne schädliches Nachbrennen ermöglicht werden. Schließlich findet der einzelne Zerstäuber durch die Größe der Maschine ganz von selbst die Grenze seiner Anwendbarkeit. Man wird bei einer bestimmten Zylindergröße naturgemäß gezwungen sein, die Arbeit des einen Zerstäubers zu teilen.

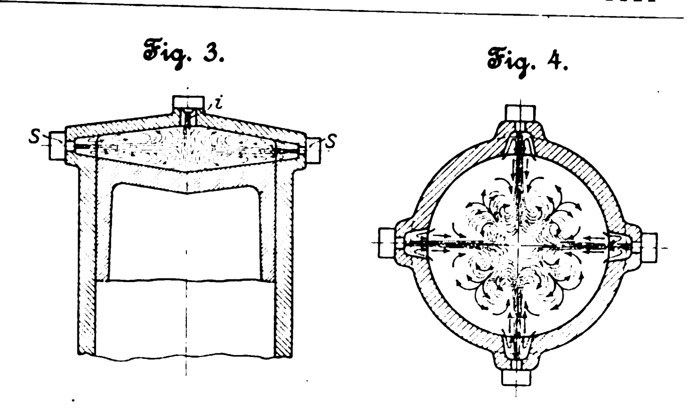


Fig. 3. Fig. 4.

Die von Hrn. Rieppel befürwortete teilweise Annäherung an die Arbeitsweise der Explosionsmotoren dürfte auf Grund des Vorstehenden weder zweckmäßig noch nötig erscheinen.

Hr. Paul Rieppel, dem wir diesen Aufsatz vorgelegt haben, äußert sich dazu wie folgt:

1) An Stelle einer intensiven örtlichen Erwärmung des Verbrennungsraumes läßt sich allerdings auch das von Hrn. Capitaine angeführte, ungleich kompliziertere Verfahren anwenden, wonach zwei oder mehrere Zerstäuber einander gegenüberliegend angeordnet werden. Ein Vorteil ist aber meines Erachtens hierin auf keinen Fall zu erblicken.

2) Unter Explosionsmotoren wollte ich nach meinen Ausführungen solche verstanden wissen, bei welchen ein »Gemisch von Oeldampf und Luft künstlich zur Entzündung gebracht wird«. Daß dabei eine Vorwärmung dieses Gemisches wünschenswert erscheint, geht aus dem angeführten Beispiel des Benzolmotors hervor. Hr. Capitaine führt nun aus, daß sowohl »eine recht vollkommene Mischung« als auch eine Vorwärmung des Gemisches von Vorteil ist, empfiehlt also damit selbst eine Annäherung an die Arbeitsweise der Explosionsmotoren.

3) Bei alledem bleibt aber als springender Punkt der, daß Hr. Capitaine seine Versuche mit Masut und nicht mit Steinkohlenteeröl gemacht hat. Auf Grund eines Bombenversuches, welcher ihm nachwies, daß bei hohen Temperaturen ein Rückstand verblieb, nimmt Hr. Capitaine an, daß Masut »sich weit widerspenstiger verhalten dürfte als Steinkohlenteeröle«. Daß ein solcher Rückstand an und für sich kein Hindernis bildet, habe ich unter anderm an liquid fuel nachgewiesen, das bei 400° C nahezu 50 vH feste Bestandteile zurückläßt, aber trotzdem im Dieselmotor anstandslos verwendbar ist. Allerdings kann zufällig bei Masut dieser Rückstand ein Maßstab für die Verwendbarkeit sein, da manche Sorten ziemlich viel Asphalt enthalten und infolgedessen für längeren Betrieb nicht einwandfrei verwendbar sind. Doch geht auf alle Fälle die Verbrennung infolge des größeren Wasserstoffgehaltes viel ruhiger und gleichmäßiger vor sich als bei rohen Steinkohlenteerölen.

Was die weiteren Ausführungen des Hrn. Capitaine betrifft, so sind sie sicher von Interesse insofern, als sie den Nachweis liefern, daß Hr. Capitaine schon vor längerer Zeit Beobachtungen gemacht hat, die heutzutage wohl jeder Firma, die sich mit dem Bau von Flüssigkeitsmotoren beschäftigt, vollständig geläufig sind.

Paul Rieppel.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 9. April 1907.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 12. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Haber. Schriftführer: Hr. Boje.

Anwesend 26 Mitglieder und 3 Gäste.

Nachdem einige auf der Tagesordnung der diesjährigen Hauptversammlung stehende Angelegenheiten besprochen sind, hält Hr. Dr. Darapsky (Gast) aus Hamburg einen Vortrag über

Enteisenung von Grundwasser[1].

Die Reinigung des Nutzwassers von schädlichen oder unbequemen Beimengungen ist eine Aufgabe, die von Jahr zu Jahr um so mehr an Wichtigkeit gewinnt, je mehr die Anforderungen an die Reinheit selbst steigen. Die folgende Betrachtung soll nur einem einzigen Stoff gelten: dem Eisen. Daß es möglich ist, das Eisen von allen übrigen herauszuheben, erklärt sich aus seinem besondern Verhalten, dem seine besondere Behandlung entspricht.

An sich ist Eisen ja eines der verbreitetsten Elemente: Clarke bestimmt seinen Anteil am Aufbau der festen Erdkruste zu 4,46 vH. Die braune Farbe von Erde und Sanden rührt recht eigentlich von Eisenoxyd her. Es ist natürlich, daß die im Boden umlaufenden Wässer sich sonach auch mit Eisen beladen, das sich, sobald seine Menge einigermaßen anwächst, an der Luft von selbst wieder abscheidet. Dadurch erscheinen solche Wässer erst mißfarbig, dann trübe und setzen nach kurzer Zeit einen rostfarbenen Bodensatz ab. Bei den sogenannten Stahlwässern ist dieses Verhalten lange als unangenehme Zugabe bekannt. Aber auch gewöhnliche Grundwasser zeigen häufig die gleiche Erscheinung; ja, in vielen Gegenden gibt es kaum ein Wasser, das nicht Ausscheidungen absetzte.

Die Technik ist berufen, hier Abhülfe zu schaffen. Die nächste Frage ist nach der Herkunft, nach der Möglichkeit der Eisenaufnahme, um womöglich mit der Quelle des Uebels dieses selbst zu beseitigen. Indessen kommt man hier über Vermutungen nicht hinaus. Am verbreitetsten ist die Anschauung, daß das Eisen als Oxydulbikarbonat vorliegt und sonach durch die freie Kohlensäure im Wasser nach etwaiger vorausgegangener Reduktion aus der höher oxydierten Stufe in Lösung gegangen ist. Sehr oft sind seine Begleiter Ammoniaksalze und Schwefelwasserstoff. Es wird weiterhin zu zeigen sein, daß nach der modernen Ionentheorie eine unmittelbare Bindung des Eisens in so großer Verdünnung (handelt es sich doch immer nur um wenige Milligramm im Liter) überhaupt nicht mehr in Frage kommt, die Gegenwart von Kohlensäure aber auch nichts an seiner Wiederabscheidung ändert. Im ganzen ist sonach die Natur seiner Begleiter für unsre Aufgabe ohne Belang. Gleichwohl gibt es Wässer, die unter keinen Umständen ihr Eisen abscheiden, es sei denn durch Zusatz fällender Alkalien oder durch Kochhitze. Man hat dafür die Gegenwart sogenannter Huminstoffe ins Feld geführt, weil bei Torf- und Moorwässern diese Erscheinung häufig, obwohl keineswegs allgemein ist. Tatsächlich ist selbst Eisenoxyd sehr bedeutend in Torfbrühe löslich, kann also daraus nicht niederfallen. Aber Humin ist dann nur ein allgemeiner Name für etwas Unbekanntes. Im chemischen Sinn stellt Humin ein Kohlenhydrat vor, das den Hornstoffen verwandt ist.

Wir müssen uns mit der Tatsache abfinden, daß aus manchen Grundwässern das Eisen außer durch unmittelbare Fällmittel nicht zu entfernen ist, für gewöhnlich aber um so leichter durch Luft allein. Es scheidet sich nämlich von selbst als Hydrat oder Oker ab. Könnte unsre vielbewegte Zeit noch Zeit finden, um jedes Wasser absitzen zu lassen, so brauchte es keiner besondern Vorrichtungen. Die ganze Schwierigkeit besteht darin, die natürliche Wirkung der Luft zu beschleunigen. Diese Einsicht ist seit etwa einem halben Menschenalter erst entwickelt. Oesten in Berlin stellte 1890 zuerst genaue Untersuchungen hierüber an. Während er das Wasser durch eine Brause in der Luft verteilte und dann filterte, zog es Piefke 1891 vor, durch Rieseln über Koks oder Steine dem Sauerstoff den nötigen Zutritt zu verschaffen. Das letztere Verfahren ist das verbreitetste geblieben, besonders im Zusammenhang mit dem Aufschwung, den die Filtertechnik im Großen in den letzten Jahrzehnten zu verzeichnen hat.

Schon früher hatte sich in Glogau (1882) in einer langen offenen Leitung der gleiche Vorgang der Reinigung durch Belüftung von selbst abgespielt. Salbach will schon 1868 das Leitungswasser der Stadt Halle auf ähnliche Weise enteisent haben. Dann wurde man wieder irre an diesem Verfahren, obwohl Anklam auch am Tegeler See 1886 das Wasser durch schleierartige Ausbreitung reinigen konnte, weil die Wucherungen der Crenothrix und verwandter Algenarten die Leitungen verstopften, bis die Erkenntnis sich Bahn brach, daß mit der Entfernung des Eisens auch die Lebensbedingungen solcher Schmarotzer beseitigt waren.

[1]) Vergl. Z. 1898 S. 49; 1900 S. 976; 1906 S. 1114.

Nur der Satz blieb bestehen, daß sich ohne vorheriges Austreiben der Kohlensäure kein Eisen abscheiden lasse. Dunbar bewies indessen (1896) in überzeugender Weise, daß die Kohlensäure dabei ohne Belang und ausschließlich der Zutritt von Sauerstoff entscheidend sei. Diesen Sauerstoff durch Vermittlung von mit Zinnoxyd überzogenen Sägespänen zu übertragen, beansprucht ein Patent von Linde-Heß. Schindowski hat indessen (1900) nachgewiesen, daß diese Wirkung nicht zutrifft.

Vom Gebrauch andrer Chemikalien, wie Kalk und Eisenoxydulsalz (Kröhnke 1896), kann schon deswegen abgesehen werden, weil diese Reagentien bislang nicht in handlicher Form zugeführt werden konnten. Wohl aber zeigt sich eine vorzügliche Wirkung der sogenannten Kohlenfilter, denen nur der eine Nachteil anhaftet, daß sie nach kurzer Zeit ausgewechselt werden müssen.

Vielfach ist in jüngster Zeit neben dem Eisen auch Mangan als Bestandteil solcher Wässer genannt worden. Das Mangan kommt indessen selten mehr als in Spuren vor, wie ja auch seine Verbreitung in der Natur nur etwa 1/50 von der des Eisens beträgt. Dabei verhält es sich durchaus verschieden, insofern bloße Belüftung zu seiner vollständigen Oxydation nicht ausreicht. Nur in neutraler Lösung oder unter reduzierenden Einflüssen erfolgt diese willig. Sonst reißt das Eisen zunächst einen großen Teil der Kieselsäure und der organischen Stoffe mit nieder, und dann wächst langsam die Manganausscheidung, um wieder abzunehmen, sobald Kalk und Magnesia sich abzusetzen beginnen.

Immer war es bisher erforderlich, zum Zwecke der Enteisenung getrennt zu belüften und zu filtern, wobei ein bestimmtes Verhältnis zwischen Sauerstoffaufnahme, Filtergröße, Wassermenge und Eisengehalt überhaupt nicht zutage trat. Die Erfahrung mußte in jedem einzelnen Falle zeigen, was not tat; eine Berechnung war ausgeschlossen. Man glaubte, mit Aufwendung des theoretisch zur Oxydation einer bestimmten Eisenmenge erforderlichen Sauerstoffes alles getan zu haben und die entstandenen Eisenhydratteilchen auf dem Filter einfach wie eine andre Schlammasse festhalten zu können. Das trifft nicht zu. Erst ein großer Ueberschuß von Luft gibt einen entscheidenden Ausschlag, und dann wirkt das Filter nicht mehr rein mechanisch, sondern als Katalysator. Dieses Verfahren ist vom Vortragenden ausgebildet worden.

Seine wesentlichen Vorzüge sind zweierlei Art. Einmal erlaubt es einen klaren Einblick in das Problem: es stützt sich auf Berechnung. Zweitens vereinfacht sich die technische Ausführung trotz des größeren Luftaufwandes ungemein. Luft und Wasser werden nämlich in einer einzigen Pumpe, der sogenannten Bastardpumpe, angesaugt und gemeinsam durch das Filter hindurchgeführt. Dabei scheidet sich in jedem Punkt des Filters eine genau vorausbestimmbare Menge Eisen ab. Das Ganze kann irgendwo in die Druckleitung eingeschaltet werden. Das Filter selbst ist geschlossen und arbeitet unter Druck. Alle Zwischenbehälter sind zugleich entbehrlich; aus dem Brunnen gelangt das Rohwasser durch die Pumpe ins Filter und aus diesem unmittelbar gereinigt an den Verbrauchsort.

Ein recht empfindlicher Mangel des alten Verfahrens ist die Schwierigkeit der Filterreinigung. Zu diesem Zweck müssen große Flächen von Zeit zu Zeit abgestochen und auf besondern Sandwäschen von dem angesammelten Niederschlag befreit werden. Dieser Vorgang vollzieht sich in dem geschlossenen Filter selbsttätig dadurch, daß der Strom einfach umgekehrt, d. h. statt von oben nach unten von unten nach oben durchgeführt wird. Ein Schalthahn genügt, um die Spülung einzuleiten. Der Filterinhalt selbst braucht nie erneuert zu werden.

Durch alle diese Vereinfachungen ist es jetzt auch zum erstenmal möglich, den ganzen Vorgang der Eisenabscheidung in einer einfachen Handpumpe vorzunehmen. Der Redner führt ein Modell im Lichtbild vor und veranschaulicht die Wirkung an einer kleinen Versuchseinrichtung.

Alle Einzelheiten des physikalischen Vorganges sind — wenn auch nicht in ihren letzten Gründen erklärt — durch eine lange Reihe systematischer Versuche festgelegt: so der Einfluß verschiedener Luftmengen, ungleicher Kieskorngröße,



wechselnder Geschwindigkeit im Filter sowie seiner Abmessungen. Um alle Ungleichheiten der Sandkörner auszuschließen, arbeitet der Vortragende mit Glasperlen von abwechselnd $^1/_2$, 1 und 2 mm Dmr. Von den geometrischen Eigenschaften eines solchen Filters seien nur solche hervorgehoben, die von maßgebender Bedeutung sind. Da ist zunächst der Porenraum, theoretisch 26, in Wirklichkeit nie unter 34 vH des Gesamtraumes, dann aber die ungleiche Verteilung dieser Hohlräume, die selbst an dem vorliegenden Modell, also bei strengster Regelmäßigkeit des Aufbaues, mindestens 3 verschiedene Durchtrittwege anweist. In Wahrheit gestaltet sich der Verlauf noch weit verwickelter.

Aber wie immer auch das Filtermaterial beschaffen sein mag, als Ergebnis aller Erfahrungen ergibt sich stets, daß das Maß der Eisenreinigung lediglich abhängt

1) von der Filtergröße (nicht seiner Fläche),
2) von der Kornfeine, die aus praktischen Gründen nicht unter $^1/_2$ und nicht über 3 mm hinausgehen darf,
3) von der Geschwindigkeit des Durchtrittes,
4) von der Luftmenge.

Der Einfluß dieser Faktoren nimmt in der gleichen Ordnung ab. Die Enteisenung selbst vollzieht sich einfach nach dem Grundgesetz der chemischen Kinetik, wie es Guldberg und Waage zuerst aufgestellt haben. Bezeichnet nämlich σ den Eisengehalt des Wassers, R den Eisenrest nach Durchfließen des Kontaktfilters, δ die entsprechende Zeit und A eine Konstante, so gilt:

$$R = \sigma A \delta.$$

Die Eisenabnahme ist sonach in jedem Zeitteil die gleiche, bezogen auf den zu Anfang dieses Zeitteiles noch vorhandenen Eisengehalt. Die Konstante hängt von der jeweiligen Natur des Wassers ab und ist durch Versuche festzustellen.

Einige Zeichnungen der nach diesen Grundsätzen ausgebauten Anlagen dienen zur Erläuterung des Vortrages, wobei die Ausbildung der Filtergefäße und die Bedienung der Schaltschieber, Luftzulässe usw. je nach Umständen besonderes Interesse beansprucht.

Hr. Knaut fragt an, ob sich die Pumpen nicht durch Strahlapparate ersetzen lassen.

Der Vortragende verneint dies, da sich durch Strahlapparate die genügende Menge Luft nicht zuführen lasse.

Hr. Kettner fragt, wie die Filter gereinigt werden.

Der Vortragende erklärt, daß sich der Schlamm durch Umkehr der Wasserstromrichtung beseitigen lasse.

Hr. Ziem ist der Ansicht, daß durch den Luftstrom Rostbildung in den eisernen Rohren verursacht werden kann.

Der Vortragende gibt das zu, teilt aber mit, daß dieser Rost fest sitzen bleibt.

Auf weitere Anfragen des Hrn. Ziem teilt der Vortragende mit, daß auch beim Spülen Luft zugeführt wird und daß das Verhältnis von Luft zu Wasser 1:1 beträgt. Die zugeführte Luft müsse gereinigt werden.

Hr. Knaut teilt noch mit, daß bei 95 vH des Stettiner Wassers der Mangangehalt durch die Enteisenungsanlage beseitigt sei.

Bücherschau

Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Von Fritz Krauß. Berlin 1907, Julius Springer. Preis 3 ℳ.

In dieser interessanten Studie zeigt der Verfasser an dem Beispiel einer Dampfmaschinenanlage, wie sich der Erfahrungssatz vom Zuwachs der Entropie bei der Betrachtung des Arbeitsprozesses in seinen aufeinander folgenden Abschnitten darstellt. Das Neue an dem Buch ist nicht sowohl das Endergebnis, zu dem der Verfasser gelangt, als vielmehr der Weg, auf welchem er den Leser dahin führt: Das den erfahrenen Praktiker kennzeichnende Streben nach möglichster Anschaulichkeit der Darstellung zeigt sich in dem für das Verständnis sehr fördernden Umstande, daß der Verfasser den Gedankengang der Betrachtungen fortlaufend an ein durchgehendes Zahlenbeispiel anknüpft und immer mit greifbaren Zahlen arbeitet; auch sein von Erfolg begleitetes Bestreben, die Begriffe immer erst in Worten zu definieren, bevor der Zusammenhang der Größen durch Formeln ausgedrückt wird, gestaltet das Studium der Arbeit zu einem anregenden Gang durch ein sonst wegen seiner schwierigen, vielfach auch durch die Art der Darstellung erschwerten Auffaßbarkeit gefürchtetes Gebiet.

Wie der Verfasser mitteilt, verdanken die seiner Schrift zugrunde liegenden Gedanken ihren Ursprung zum großen Teil einer im Jahre 1903 im »Electrician« veröffentlichten Erörterung, an der sich die bekannten Physiker Lodge, Planck, Poincaré u. a. beteiligten, nachdem der damalige Vorsitzende der Institution of Electrical Engineers, J. Swinburne, in einer Rede die vorhandenen Abweichungen und Irrtümer in der Auffassung des Entropiebegriffes hervorgehoben hatte. Außerdem verweist der Verfasser noch auf das geistvoll geschriebene Buch von Swinburne: Entropy or thermodynamics from an engineers standpoint, London 1905, sowie auf eine Arbeit von Prof. Jouguet in St. Etienne, welche unter dem Titel: »Note sur la théorie des moteurs thermique« dem Lütticher Kongreß für angewandte Mechanik 1905 vorgelegen hat. Die Stellung, welche sich hieraus für die vorliegende Arbeit in der Literatur ergibt, wird aus der folgenden möglichst gedrängten Darstellung hervorgehen.

In seiner »Technischen Thermodynamik« hat Altmeister Zeuner schon vor zwanzig Jahren nachgewiesen, wie man zu einer wissenschaftlich richtigen Beurteilung der einzelnen Abschnitte des Dampfmaschinenprozesses gelangt: indem man nämlich die Wärme, die dabei ins Spiel kommt, nicht bloß der Menge nach, sondern auch der Qualität nach berücksichtigt, d. h. auf die Temperaturen achtet, bei denen sie zur Verfügung steht. So stellte Zeuner insbesondere für die Kesselanlage anstatt des für praktische Zwecke ja durchaus entsprechenden und jedenfalls beizubehaltenden Wirkungsgrades

$$\eta = \frac{\text{vom Dampf aufgenommene Wärme}}{\text{Heizwert der Kohle}}$$

einen »Wirkungsgrad der Heizanlage« fest, welcher durch die Formel bestimmt ist:

$$\eta = \frac{\text{theoret. Maximal-Arbeitswert der vom Dampf aufgenommenen Wärme}}{\text{theoretischer Maximal-Arbeitswert der Steinkohle}},$$

Der Zähler bedeutet die in einem Carnotschen Prozeß zwischen der Dampftemperatur und der Kondensatortemperatur vom erzeugten Dampf zu erwartende größte Arbeit, der Nenner ist diejenige Arbeit, welche als theoretisches Maximum aus den Heizgasen der Feuerung bei Abkühlung derselben bis auf die Temperatur der Umgebung gewonnen werden könnte. Hier ist in der Tat auf die Qualität der zur Verfügung stehenden Wärme die gebührende Rücksicht genommen. Später hat Lorenz in den Jahrgängen 1894/95 dieser Zeitschrift auf anderm Wege das gleiche Ergebnis entwickelt, und in neuester Zeit hat Professor Jouguet es unternommen, die Differenz zwischen Nenner und Zähler des obigen Quotienten, also die Verluste an Arbeitsfähigkeit der Wärme zwischen Feuerung und Dampfzylinder, im einzelnen nachzuweisen auf Grund der neuerdings gewonnenen Einsicht in das Wesen nicht umkehrbarer Prozesse, das an dieser Differenz schuld ist.

In derselben Richtung bewegt sich nun die vorliegende Arbeit, und zwar bereitet sich der Verfasser in den drei ersten Kapiteln den Boden für seine Untersuchungen durch eine gründlich durchdachte Darlegung des Begriffes und Wesens der Entropie, wobei es ihm darum zu tun ist und auch gelingt, dem Leser ohne Formeln die klare Auffassung des Satzes (von Planck und Gibbs) beizubringen, daß »die Summe der Entropien aller an irgend einem Prozeß beteiligten Körper am Ende der Zustandsänderung größer ist als am Anfang — nur im idealen Grenzfall einer in allen Teilen umkehrbaren Zustandsänderung bleibt die Entropiesumme unverändert. Bei nicht umkehrbaren Vorgängen irgend welcher Art erleidet die Nutzarbeit eine Verringerung um das Produkt aus der stattgehabten Zunahme der Entropie der beteiligten Körper in die Temperatur der Umgebung.«

Vom Standpunkt dieser Sätze aus wird die Entropie erkannt und definiert als »eine Größe, die lediglich von dem augenblicklichen Zustand eines Körpers oder Systems ab-

hängt, gar nichts zu tun hat mit Wärmemengen, welche von letzterem aufgenommen oder abgegeben wurden«; mit Unterstützung durch die gut durchgeführte, zweckmäßige Unterscheidung zwischen »Wärmemengendiagramm« und »Temperatur-Entropiediagramm« wird besonders darauf hingewiesen, daß »die umkehrbaren Prozesse keiner Realität entsprechen, sondern durchaus idealer Natur, bloße Gedankenbilder sind, die nur dazu dienen, den Wert eines Quotienten zu finden, der einen von allen Voraussetzungen unabhängigen, für den Zustand des Körpers charakteristischen Wert besitzt, d. h. eben der Entropie, welche ein Kennzeichen dafür ist, wie viel von der Energie eines Körpers höchstens in mechanische Arbeit verwandelt werden kann, wenn der Körper in den Normalzustand übergeht. Der Mindestbetrag an Wärme, welcher hierbei abzuführen ist, wird eben durch das Produkt aus den Maßzahlen von Entropie des Körpers und absoluter Temperatur der Umgebung, an welche diese Wärme übergeht, bestimmt.«

In überraschend einfacher und einleuchtender Weise gelangt der Verfasser auf Grund dieses letzteren Satzes beispielsweise zu einer Berechnung der Entropie der Gase, welche zu der bekannten, gewöhnlich ganz anders abgeleiteten Formel führt und sehr wohl geeignet ist, auch mathematisch ungeschulten Lesern das Wesen der Entropie klar zu machen.

In den weiteren 9 Kapiteln wird der ganze Prozeß der Dampfmaschine von den Vorgängen auf dem Rost an bis zur Abgabe der Arbeit daraufhin untersucht, in welcher Weise die Entwertung der Wärme vor sich geht; der Verfasser geht dabei von der Anschauung aus, daß die zur Ueberführung in den Normalzustand mindestens erforderliche Wärmemenge, welche bei der Temperatur der Umgebung abgegeben werden muß und daher technisch vollkommen wertlos ist, weil kein Temperaturgefälle zu ihrer Ausnutzung mehr vorhanden ist — daß diese Wärmemenge als Arbeitsverlust anzusprechen sei. So denkt er sich z. B. Kohle von 7000 WE Heizwert bei konstantem Druck so verbrannt, daß die Gase eine Temperatur von 1843° abs. erreichen; dann berechnet sich die Entropie der Gase, verglichen mit dem Normalzustand derselben bei 288° absoluter Temperatur, zu 8,353 und daher die zur Ueberführung in den Normalzustand mindestens erforderliche Wärmeabfuhr zu $8{,}353 \cdot 288 = 2406$ WE; der Verfasser stellt nun die Gleichung auf:

$$7000 = 4594 + 2406,$$

oder in Worten:

Heizwert der Kohle gleich Arbeitswert der Kohle plus Arbeitsverlust,

und spricht dies so aus: »In einer Umgebung von 15°C ist es unmöglich, mittels einer periodisch wirkenden Maschine, welcher man Kohle von 7000 WE Heizwert kontinuierlich zuführt, mehr als 65 vH des Heizwertes der aufgewendeten Kohle (4594 WE) in mechanischer Arbeit hervorzubringen, wenn die Kohle in der Maschine unter konstantem Druck so verbrannt wird, daß die höchste Temperatur der Verbrennungsprodukte 1843° abs. beträgt.«

Dieser erste Arbeitsverlust, welcher durch die gewählte Art der Verbrennung bedingt ist, wird deshalb Verbrennungsverlust genannt. Die weiteren Untersuchungen der Schrift haben den Zweck, jeweilig die solchermaßen definierten Arbeitsverluste als Produkte aus der Entropiezunahme der beteiligten Körper in den betreffenden Abschnitten und der Abführungstemperatur der nicht mehr ausnutzbaren Wärme zu berechnen; ihre Summe, vom Heizwert abgezogen, liefert dem Verfasser die endgültig nutzbar gemachte Wärme, die in vH des Heizwertes ausgedrückt wird — in der gleichen Weise sind auch die Einzelverluste als vH des Heizwertes aufgeführt.

In der Darstellung von Zeuner, welche auch Jouguet zu der seinigen gemacht hat, würde die Ausgangsgleichheit allerdings anders gelautet haben, und zwar so:

Arbeitswert der Kohle gleich Arbeitswert der vom Dampf aufgenommenen Wärme plus Arbeitsverluste.

Hier wäre der Ausdruck Arbeitsverlust wohl zutreffender gewesen als in dem Fall der Ausgangsgleichung des Verfassers, in welcher etwas, was technisch vollkommen wertlos ist, gar nicht verwendet werden kann, als Arbeitsverlust bezeichnet wird.

Ohne uns in Einzelheiten einzulassen, was an dieser Stelle untunlich ist, sei zur Veranschaulichung des Verfahrens des Verfassers nur die Schlußtabelle mitgeteilt, welche folgendes Bild ergibt:

	Bezeichnung des Arbeitsverlustes	Größe der Arbeitsverluste in WE	Größe der Arbeitsverluste in vH des Heizwertes	Summe
Feuerung und Kessel	Verbrennungsverlust . . .	2406	34,4	69,9
	Heizungsverlust	2096	29,9	
	Essengasverlust	391	5,6	
Arbeitszylinder	Speisungsverlust	182	2,6	13,8
	Drosselverlust	12,5	0,18	
	Einströmungsverlust . . .	122	1,74	
	Rückströmungsverlust . .	15,5	0,22	
	Expansionsverlust	210,6	3,01	
	Abkühlungsverlust . . .	57,6	0,82	
	Kondensationsverlust . . .	175,3	2,50	
	Abwärmeverlust	190,9	2,73	
	Summe	5859	83,7	

Damit ist also ausgesprochen: Durch den in der Feuerung und im Dampfkessel ausgeführten Prozeß wird eine Wärmemenge der Umwandlung in Arbeit entzogen, welche 70 vH des absoluten Heizwertes der Kohle ausmacht, während die durch den Arbeitsprozeß im Dampfzylinder verursachte Entwertung nur 14 vH des Heizwertes betrifft. Allerdings ist damit die schon von Zeuner hervorgehobene, mit dem Dampfkesselprozeß grundsätzlich und unabänderlich verbundene Entwertung der Wärmeenergie der Kohle wiederholt eindringlich nachgewiesen; anderseits muß man aber doch sagen, daß mit dem Ausspruch des Schlußergebnisses:

»Die Ziffer des Wirkungsgrades ergibt sich zu 0,163, d. h. es werden 16,3 vH der als Heizwert der Kohle verfügbaren Wärme als Arbeit gewonnen,«

der alte, von Zeuner bekämpfte Standpunkt wieder eingenommen wird, die Beurteilung lediglich auf Wärmemengen zu erstrecken. Vielleicht findet der auf thermodynamischem Gebiet offenbar wohl bewanderte Verfasser anderweitig noch Veranlassung, seine namentlich durch die Klarstellung und ausgedehnte Anwendung des Entropiebegriffes sehr wertvollen Untersuchungen dadurch zu ergänzen, daß für jeden Teil der Anlage getrennt ermittelt wird der eigentliche thermodynamische Wirkungsgrad, d. h. für den Kessel der Quotient:

$$\frac{\text{Arbeitswert der im Dampf enthaltenen Wärme}}{\text{Arbeitswert der Kohle}}$$

oder in andrer Form:

Arbeitsverlust durch den Dampfkesselprozeß gleich Arbeitswert der Kohle minus Arbeitswert der im Dampf enthaltenen Wärme,

und für den Arbeitszylinder der Quotient:

$$\frac{\text{Indizierte Leistung}}{\text{Arbeitswert der im Dampf enthaltenen Wärme}}$$

bezw. die Gleichheit:

Arbeitsverluste durch den Prozeß im Dampfzylinder gleich Arbeitswert der im Dampf enthaltenen Wärme minus indizierte Leistung.

Auch in dieser Darstellungsweise könnten dann die Arbeitsverluste einzeln nach dem vom Verfasser angewendeten Verfahren berechnet werden. Schr.

Die Hamburg-Amerika-Linie. Im sechsten Jahrzehnt ihrer Entwicklung 1897 bis 1907. Von **Kurt Himer**. Künstlerisch ausgestattet von **Emil Orlik**. Hamburg 1907, Hamburg-Amerika-Linie. 153 Seiten.

10 Jahre sind verflossen, seitdem die Hamburg-Amerika-Linie ihr 50jähriges Jubelfest in großem Rahmen feiern konnte. 10 Jahre sind eine kurze Zeit im Leben eines



Unternehmens von der wirtschaftlichen Stellung, wie sie die genannte Gesellschaft heute einnimmt. Aber gerade das letzte Jahrzehnt hat Deutschland auf allen Gebieten seines Wirtschaftslebens riesige Fortschritte beschert. Dieser Aufschwung unsrer Industrie- und Handelsunternehmungen kommt nicht zuletzt in der Entwicklung unsrer großen Verkehrsinstitute zum Ausdruck. So sehr man aber auch an den schnellen Fortschritt deutscher Unternehmungen in letzter Zeit gewöhnt ist, muß man doch wieder staunen, wenn man die trockenen Zahlen liest, in denen sich die Entwicklung der Hamburg-Amerika-Linie im letzten Jahrzehnt ausdrückt. Die Hamburg-Amerika-Linie verfügte 1897 über eine Seeschiffflotte von 69 Dampfern mit 291 507 Brutto-Reg.-Tons, 1907 bestand die Flotte einschließlich der im Bau begriffenen Dampfer aus 166 Schiffen mit 912 537 B.-R.-T. Der Buchwert der schwimmenden Ozeandampfer ist in den 10 Jahren von 53 auf 165 Mill. *M*, also auf das Dreifache gestiegen. Die Gesellschft, die 1897 mit 45 Mill. *M* Aktienkapital arbeitete, hatte 1907 125 Mill. *M* zur Verfügung. Die Gewinne sind von 9,7 auf 37,3 Mill. *M* gestiegen, und während 1897 73 089 Personen und 2,3 Mill. cbm Güter befördert werden konnten, waren es 1906 431 955 Personen und 6,2 Mill. cbm Güter. Zu der Flotte der Ozeandampfer kommen heute noch 205 Dampfer für den Seebäderdienst, Flußdampfer, Schlepper, Leichter usw. mit einem Rauminhalt von 44 679 B.-R.-T., so daß die Gesamtflotte der Hamburg-Amerika-Linie aus 371 Fahrzeugen mit einem Rauminhalt von 957-216 B.-R.-T. besteht. Ueber Konstruktion, Bau und Ausstattung gerade auch der Schiffe der Hamburg-Amerika-Linie ist in dieser Zeitschrift häufig berichtet worden. Vorzüglich ausgeführte Photographien, die der Festschrift beigefügt sind, gewähren einen interessanten Einblick in die mit größtem künstlerischem Verständnis ausgestatteten Innenräume der Dampfer oder geben anschauliche Bilder von dem Betrieb im Hafen und auf der Reise.

Der Wunsch, mit dem die Festschrift schließt: die nächsten 10 Jahre möchten der Hamburg-Amerika-Linie den gleichen Erfolg bringen, wird von allen unterstützt werden, die wissen, in wie enger Verbindung das Blühen der großen deutschen Unternehmungen mit den gesamten Wirtschaftsverhältnissen Deutschlands steht.

C. Matschoß.

Die Müllerschen Schieberdiagramme für Steuerungen ortfester Dampfmaschinen. Von Alfred Seemann. 2. Auflage. München 1906, Theodor Ackermann. Preis 5 *M*.

Mit der 1881 erschienenen ersten Auflage dieses Buches hat sich der Verfasser das Verdienst erworben, die in ihrer Anschaulichkeit unübertroffenen Müllerschen Schieberdiagramme zuerst weiteren Kreisen mitgeteilt zu haben. Mehr und mehr haben sich diese Diagramme auf unsern Schulen und in der Praxis eingebürgert. Es wird deshalb um so mehr die zweite umgearbeitete Auflage willkommen sein, zumal sich der Verfasser mit Rücksicht auf die Erfahrungen, die er selbst während einer langjährigen Praxis im Dampfmaschinenbau sammelte, der Mühe unterzogen hat, wesentliche Teile dem neuen Stand der Steuerungen entsprechend umzuarbeiten. Besondere Aufmerksamkeit ist auf die Darstellung der Eintrittöffnungen sowie auf die Ermittlung der in diesen herrschenden Dampfgeschwindigkeiten gelegt worden. Die Einflüsse der Stangenlängen und die Möglichkeit ihrer Ausgleichung sind überall zahlenmäßig nachgewiesen. Von neueren Bauarten sind außer der einfachen Corliss-Steuerung besonders Steuerungen für Hochdruck- und Heißdampfmaschinen behandelt worden, in erster Linie die Einschiebersteuerungen mit veränderlicher Expansion und Inneneinströmung, sodann die ihnen verwandten Doppelkammersteuerungen. Auch für die Kulissensteuerungen sind die Diagramme vorzüglich geeignet.

Es ist zu erwarten, daß es der zweiten Auflage ebenso wie der ersten gelingen wird, durch das Verständnis des Müllerschen Diagrammes, das sie vermitteln will, diesem Diagramm, das sich in seinen Eigenschaften einem Steuerungsmodell stark nähert, weiteren Eingang in unsere technischen Schulen und Konstruktionsbureaus zu verschaffen.

C. Matschoß.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Heizwerte von Brennstoffen. Technische Mitteilungen des Magdeburger Vereines für Dampfkesselbetrieb. Nr. 1. Magdeburg 1907, Adelheidring 16. Preis 2 *M*.

Die Druckschrift umfaßt etwa 300 Heizwerte sowie Wasser- und Aschenbestimmungen von über 100 verschiedenen Kohlensorten. Die Bestimmungen sind im Laboratorium des Vereines ausgeführt worden.

Gas oder Elektrizität? Eine zeitgemäße Betrachtung zur Beleuchtungsfrage. Vortrag, gehalten im Hannoverschen Bezirksverein deutscher Ingenieure von Dr. C. Heim. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 32 S. mit 4 Fig. Preis 0,90 *M*.

Hilfsbuch für die Praxis des Maschinenbaues und der Mechanik. Von O. Lippmann. 4. Auflage. Dresden N. 30, O. Lippmann. 155 S. mit 221 Fig. Preis 2,50 *M*.

Ueber Entstehung und Entwicklung des Lebens. Von G. Jacoby. Leipzig 1907, Gustav Jacoby & Co. 132 S. Preis 1 *M*.

Bibliothek der gesamten Technik. 47. Bd. Aus der Praxis eines Glashüttenfachmannes. Von W. Schipmann. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 75 S. mit 27 Fig. Preis 1,20 *M*.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von P. Fuchs. Berlin 1907, Julius Springer. 43 S. Preis 2 *M*.

Wie ist die Schaffung von Groß-Berlin durchführbar? Vortrag von Theodor Köhn. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. 32 S. Preis 0,60 *M*.

Praktische Rezeptsammlung für Fach- und Amateurphotographen mit genauer Angabe der Anwendungsweise. Von H. Spörl. 2. Auflage. Leipzig 1907, Ed. Liesegangs Verlag. 168 S. Preis 3 *M*.

F. Klein. Vorträge über den mathematischen Unterricht an den höheren Schulen. Teil 1. Von der Organisation des mathematischen Unterrichtes. Bearbeitet von Rud. Schimmack. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 236 S. mit 8 Fig. Preis 5 *M*.

Die erste italienische Weltausstellung, ihr Schauplatz und ihre Vorgeschichte. Von A. Leon. Wien 1907, Alfred Hölder. 64 S. Preis 3 Kr.

Das hängende Gasglühlicht. Seine Entstehung, Wirkung und Anwendung. Von Friedrich Ahrens. München und Berlin 1907, R. Oldenbourg. 278 S. mit 391 Fig. Preis 6 *M*.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von H. Dubbel. 2. Auflage. Berlin 1907, Julius Springer. 452 S. mit 427 Fig. Preis 10 *M*.

Die zweite Auflage ist in so kurzer Zeit nach dem Erscheinen der ersten, s. Z. 1905 S. 1685, nötig geworden, daß der Verfasser mit Recht annehmen konnte, Auswahl des Stoffes und Art der Behandlung seien richtig getroffen und haben den Benutzern des Buches zugesagt. Demgemäß sind wesentliche Aenderungen nicht zu verzeichnen. Im einzelnen haben natürlich Abänderungen und Zusätze gemacht werden müssen; so ist der Hochwaldsche Schieber aufgenommen, die Ventilsteuerungen von Lentz, Strnad und Stumpf u. a. ergänzt, die Rückkühlung nach den neueren Arbeiten von Otto H. Mueller, Z. 1905, behandelt.

Leitfaden für den Geologie-Unterricht an Berg- und Hüttenschulen mit einem Anhang: Die sächsischen Erz- und Kohlen-Vorkommen. Von W. Maucher. Freiberg i. S. 1907, Craz & Gerlach. 167 S. mit 89 Fig. Preis einschließlich des Anhanges 3,50 *M*.

Geld-, Bank- und Börsenwesen. Ein Handbuch für Bankbeamte, Juristen, Kaufleute und Kapitalisten, sowie für den akademischen Gebrauch. Von Dr. Georg Obst. 4. Auflage. 13. bis 17. Tausend. Leipzig 1907, Carl Ernst Poeschel. 316 S. Preis 4 *M*.

Jahrbuch der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft. Bd. 22, 1. Lfrg., April 1907. Herausgegeben vom Vorstande. Berlin 1907, Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft. 242 S. mit vielen Figuren und Tafeln. Preis 2 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Erzrösten. Von Wetzel. (Dingler 29. Juni 07 S. 401/03*) Beschreibung eines Röstofens, der imstande sein soll, in 24 st 20 t staubförmiges Erz, das außer Schwefel, Schwefelkies und Eisenoxyd noch einen geringen Teil Gold und Silber enthält, durchzurösten. Schluß folgt.

Beleuchtung.

Der Quecksilber-Lichtbogen und seine technische Verwendung. Von Polak. Forts. (ETZ 27. Juni 07 S. 651/56*) Konstruktion der Lampen von Weintraub, der Cooper Hewitt Electric Co., von Dr. Aron, Heraeus u. a. m. Arbeitsweise der Lampen. Empfindlichkeit gegen Spannungsschwankungen. Betrieb mit Wechselstrom. Lichtfärbung und andre Eigenschaften. Verwendung.

Bergbau.

Die Montanindustrie und das Elektrizitätswerk von Dolni Tuzla in Bosnien. Von Poech. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 21. Juni 07 S. 453/57* u. 28. Juni S. 476/80*) Geologische Verhältnisse. Salzlagerstätten. Solengewinnung. Salz- und Sodabereitung. Kohlenbergbau. Dampfkraftwerk.

Zur Frage des zweckmäßigsten Antriebes für Kompressoren. Von Harth. (Glückauf 29. Juni 07 S. 811/16*) Rechnerischer Vergleich zwischen den Antrieben eines Kompressors von 6000 cbm/st Leistung durch Dampfmaschine oder durch Elektromotor und Kostenanschlag für einen in der Grube aufgestellten elektrisch betriebenen Kompressor von 1000 cbm/st Leistung.

Dampfkraftanlagen.

Rauchverbrennung. (Dingler 29. Juni 07 S. 410/13*) Beschreibung einer von Müller & Korte in Pankow für rauchschwachen Betrieb gebauten Feuerung.

Die Bestimmung des Oelgehaltes von Dampfwässern. Von Zschimmer. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Juni 07 S. 107/08*) Das Abscheiden des Oeles durch Tonerdehydrat.

Einfluß des Kesselsteins auf die Wärmeausnutzung im Dampfkessel. Von Eberle. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Juni 07 S. 108/112*) Erörterung über die bei Vorhandensein von Kesselstein auftretenden Vorgänge beim Wärmeübergang durch Berührung und Strahlung auf Grund der Ergebnisse von Versuchen andrer Fachleute. Vorschläge für weitere Versuche.

Eisenbahnwesen.

Das Wogen und Nicken der Lokomotive unter Berücksichtigung der dämpfenden Wirkung der Federn. Von Lindemann. (Glaser 1. Juli 07 S. 12/15*) Rechnerische Behandlung der Aufgabe. S. Zeitschriftenschau v. 26. Jan. 07.

Four-cylinder compound express locomotive; Danish state railways. (Engng. 28. Juni 07 S. 852* m. 1 Taf.) Konstruktionseinzelheiten der in Zeitschriftenschau v. 29. Juni 07 erwähnten Lokomotive und des Tenders. Ergebnisse von Leistungsversuchen.

Locomotive fireboxes with expansion side sheets. (Eng. News 20. Juni 07 S. 689/91*) Um die durch Temperaturänderungen hervorgerufenen Materialspannungen auszugleichen, sind an den inneren Seiten der Feuerbüchse senkrechte, mit ausgebauchten Rippen versehene Zwischenstücke eingefügt.

Steam railway motor carriage for India. (Engineer 28. Juni 07 S. 660/61*) Der von Nasmyth, Wilson & Co. in Patricroft gebaute Wagen ist 18 m lang und 2,8 m breit. Zum Antrieb dient eine liegende Verbundmaschine. Die Spurweite beträgt 1676 mm.

Steel cars for passenger train equipment Pennsylvania R. R. (Eng. News 20. Juni 07 S. 671/75*) Die Eisenbahngesellschaft läßt neuerdings ihre Personen-, Gepäck-, Post- und Speisewagen mit eisernen Wagenkasten bauen. Zeichnungen der Unter- und Obergestelle.

Selbstentlader von 50 t Ladefähigkeit. (Organ 07 Heft 6 S. 117/18*) Der Wagen ist von Arthur Koppel A.-G. für das Eisen- und Stahlwerk in Haspe geliefert. Die Wagenlänge beträgt 10,8 m, die Breite 2,5 m.

Die erste elektrisch betriebene Eisenbahn in Spanien. Von Guillery. (Organ 07 Heft 5 S. 90/92) Kurze Angaben über die 4,3 km lange, mit Gleichstrom betriebene Vorortbahn von Barcelona nach Sarrià.

Experimentelle Bestimmungen der für die Berechnung von Wechselstrombahn-Leiteranlagen maßgebenden physikalischen Größen. Von Lichtenstein. Schluß. (ETZ 27. Juni 07 S. 646/51*) Spannungsverteilung in den Schienen. Erdstromleitungen. Beeinflussung der in der Nähe der Bahnen eingerichteten Schwachstromanlagen. Induktion und Kapazität.

Stoßwirkungen im Eisenbahnbetriebe. Von Saller. (Organ 07 Heft 6 S. 119/21*) Besprechung der verschiedenen möglichen Fälle und Ableitung von Formeln zur Berechnung der Beanspruchungen des Oberbaues. Schluß folgt.

Die elektrischen Stellwerke auf dem Bahnhof Schwerte. Von Schepp. (Organ 07 Heft 6 S. 109/15* mit 2 Taf.) Allgemeine Beschreibung der Anlage an Hand des Lageplanes. Konstruktion der Vorrichtungen zum Stellen der Weichen. Forts. folgt.

Gerade und gekrümmte Weichenstraßen mit Weichen 1 : 11. Von Lambert. (Organ 07 Heft 5 S. 95/101* mit 2 Taf.) Gruppe von 11 Gleisen mit gerader Weichenstraße, mit krummer Weichenstraße und mit krummer Weichenstraße mit Doppelweichen. Vergleich der einzelnen Anlagen miteinander.

Ein Gefahrpunkt der Streckenblockeinrichtung. Von Beutler. (Schweiz. Bauz. 29. Juni 07 S. 318/19*) Der Verfasser warnt vor der Benutzung von Erdrückleitungen und vor der Verwendung blanker Zuleitungsdrähte.

Gleisfahrrad. Von Honemann. (Organ 07 Heft 5 S. 93/95*) Beschreibung einer Erfindung von O. Graßhoff in Danzig, nach welcher Vorder- und Hinterrad eines Fahrrades durch Führungsrollen am Herabgleiten von der Schiene verhindert werden. Ein seitlicher Ausleger mit Rolle stützt das Fahrrad auf der zweiten Schiene.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The widening of Blackfriars Bridge. (Engng. 28. Juni 07 S. 853/54*) Gründungen für die in Zeitschriftenschau v. 2. Febr. 07 erwähnte Brückenerweiterung.

Rollenklappbrücke über die Spaarne in Haarlem. (Glaser 1. Juli 07 S. 15/16*) Die eingleisige Eisenbahnbrücke besteht aus einer festen Oeffnung von 38 m und einer beweglichen von 10,5 m Spannweite, die von zwei nebeneinander liegenden, voneinander unabhängigen Rollklappen gebildet wird. Getriebe und Verriegelung.

Eisenbahnbrücke in armiertem Beton über die Rhone bei Chippis im Kanton Wallis. Schluß. (Schweiz. Bauz. 29. Juni 07 S. 319/21*) Bauausführung. Ergebnisse der Probebelastung.

The Piney branch concrete arch bridge at Washington D. C. Von Douglas und Darwin. (Eng. News 20. Juni 07 S. 682/83*) Die Brücke besteht aus einem Bogen von 38 m Spannweite und 12 m Pfeilhöhe. Beschreibung des Bauvorganges.

Elektrotechnik.

An analysis of the distribution losses in a large central station system. (El. World 22. Juni 07 S. 1263/65*) Untersuchung über die bei Elektrizitätswerken von verschiedener Stromart und Spannung auftretenden Verluste von den Maschinen bis zur Verbrauchsstelle.

Das Traunfallwerk und die Elektrizitätswerke in St. Wolfgang. (El. u. Maschinenb. Wien 30. Juni 07 S. 495/99*) Das Traunfallwerk enthält drei 1240 pferdige Turbinen für 17 m Gefälle, gekuppelt mit je einem Drehstromerzeuger von 10 000 V Spannung. Schaltanlage und Fernleitungen. Angaben über das alte Dampfelektrizitätswerk St. Wolfgang und zwei neue Wasserkraftwerke am Ditlbach mit zwei 50 ferdigen Peltonrädern für 78 m Gefäll und einem 77 pferdigen Peltonrad für 120 m Gefälle, die ebenfalls Drehstrommaschinen treiben.

Greenville-Carolina Power Company, Greenville, S. C. Von Viehe. (El. World 22. Juni 07 S. 1257/60*) Das 8 km von Greenville entfernte Wasserkraftwerk am Saluda enthält vier größere Francis-Doppelturbinen, die je einen 600 KW-, und eine kleinere, die einen 200 KW-Drehstromerzeuger von 13 200 V Spannung und 60 Per./sk antreibt. Fernleitung und Transformatorstellen.

Vergleichende Berechnung des Magnetisierungsstromes von Mehrphasen- und Einphasenwicklungen auf Grund des Feldstärke-Vektordiagrammes von Görges und der Drehfeld-Zerlegung in Harmonische. Von Kummer. (ETZ 27. Juni 07 S. 645/50*).

Erd- und Wasserbau.

Zementeinspritzung unter Wasser zur Wiederherstellung des beschädigten Mauerwerkes eines Brückenpfeilers im Kaiser Wilhelms-Kanal. Von Lütjohann. (Zentralbl. Bauv. 29. Juni 07 S. 352/54*) Das Verfahren hat in jeder Beziehung günstige Erfolge gehabt; auch die Kosten sind verhältnismäßig gering.

Hebersiel mit selbsttätiger Entlüftung zum Ent- und Bewässern der eingedeichten Marschen. (Zentralbl. Bauv. 26.

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Juni 07 S. 345/47*) Das Wesentliche der Konstruktion besteht darin, daß die Zeit, in der ein größerer Spiegelunterschied zwischen dem Binnen- und dem Außenwasser vorhanden ist, dazu benutzt wird, um Wasser über dem Scheitel des Hebers in einen besonderen Raum aufzuspeichern. In der übrigen Zeit tritt dieses Wasser dann nur unter Wirkung der Schwerkraft an die Stelle der sich im Heber bildenden Gase.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Bedeutung der Müllverbrennung für die Elektrotechnik. Von Dettmar. (ETZ 27. Juni 07 S. 641/45*) Die verschiedenen Verfahren zum Beseitigen des Mülls, Straßenkehrichtes und Klärschlammes. Zusammensetzung, Menge und Brennbarkeit der genannten Stoffe. Forts. folgt.

Gießerei.

An interesting foundry problem. Von Perrault. (Iron Age 13. Juni 07 S. 1793/95*) Arbeitsvorgang für die Herstellung des Kernes und das Einformen eines walzenförmigen Säurebehälters mit halbkugeligen Enden, der nur drei verhältnismäßig kleine Oeffnungen auf einer Seite hat.

A loose ring riddle. Von Mumford. (Iron Age 13. Juni 07 S. 1797*) Bei einem mechanisch bewegten Doppelschüttelsieb für Formmaschinen werden über dem oberen Sieb 50 mm hohe Ringe von rd. 125 mm Dmr. aus 0,8 mm dickem verzinktem Eisenblech unter den Sand gemischt, wodurch die Leistungsfähigkeit des Siebes erheblich vergrößert wird.

Hebezeuge.

30-cwt. hydraulic pedestral crane. (Engng. 28. Juni 07 S. 851*) Der fahrbare Drehkran für 1,52 t Last bei 23 m größter Ausladung hat drei Druckwasserzylinder. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 1,5 m/sk.

The Ajax grapple hook. (Iron Age 13. Juni 07 S. 1795/96*) Die paarweise zum Heben von Blechen verwandten flachen Kranhaken haben eine Klemmbacke, die durch den Zug der an einem Hebel angreifenden Krankette gegen das Blech gepreßt wird.

Heizung und Lüftung.

Die Ventilation des britischen Abgeordnetenhauses. Von Yates. (Gesundhtsing. 29. Juni 07 S. 421/31*) Die eingeführte Luft wird durch ein Wasserfilter gesaugt, je nach Bedarf angewärmt und durch den durchlöcherten Fußboden in den Sitzungssaal gedrückt.

Kälteindustrie.

État actuel de l'industrie frigorifique. Von Lambert. (Mém. Soc. Ing. Civ. April 07 S. 521/600*) Uebersicht über die verschiedenen Verfahren und Vorrichtungen zum Erzeugen von Kälte. Anwendung von Kühlanlagen in den verschiedenen Industrien.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Barges for shipment of coal and ore. (Engng. 28. Juni 07 S. 854*) Die von Smulders gebauten Prähme haben einen trichterförmigen Laderaum, an dessen Unterkante eine Kammer mit einem Förderband entlang läuft. Das Förderband wird am Bug durch einen geschlossenen Ausleger schräg aufwärts geführt und läßt das Ladegut durch eine drehbare Schüttrinne in das zu beladende Schiff, auf Landstapel oder Eisenbahnwagen fallen.

Landwirtschaftliche Maschinen.

The Royal Agricultural Society's show. (Engineer 28. Juni 07 S. 661/63*) Allgemeine Uebersicht über die Neuerungen auf der diesjährigen Ausstellung. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Diagramm for finding the strength of bevel gears. Von Millar. (Am. Mach. 29. Juni 07 S. 838/40*) Ableitung und Konstruktion des Diagrammes an Hand von Beispielen.

A standard for short involute gear teeth. Von Logue. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 804/06*) Entwurf genauer Zahnprofile für Ritzel, die auf Zahnstangen oder Räder von großem Durchmesser arbeiten.

Materialkunde.

The use of alloy steels in automobiles. Von Haynes. (Eng. News 20. Juni 07 S. 677/78) Festigkeitseigenschaften und Bearbeitbarkeit von Nickelstahl, Nickel-Chromstahl, Vanadiumstahl, Bronze, Aluminium und einigen andern Legierungen mit besonderer Berücksichtigung der Verwendung für bestimmte Teile im Motorwagenbau.

Meßgeräte und -verfahren.

On the determination of the mean horizontal intensity of incandescent lamps. Von Hyde und Cady. (El. World 22. Juni 07 S. 1260/63*) Bericht über neuere Versuche zur Bestimmung der mittleren wagerechten Leuchtstärke mittels schnell gedrehter Lampen im nordamerikanischen Bureau of Standards und Vergleich mit den von Uppenborn erzielten Ergebnissen. Vergl. Zeitschriftenschau v. 2. u. 9. März 07.

A new railway car dynamometer. Von Emery jr. Forts. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 793/96*) Konstruktionseinzelheiten des in Zeitschriftenschau v. 29. Juni 07 gekennzeichneten Meßgerätes.

Bestimmung der Eisenverluste nach der Dreivoltmetermethode. Von Zipp. (El. u. Maschinenb. Wien 30. Juni 07 S. 493/94*) Erläuterung eines Verfahrens, nach dem man mit einer zweiten Widerstandmessung außer der mit einer bekannten Drosselspule die Eisenverluste eines induktiven Widerstandes — also einer Maschinen- oder Transformatorenwicklung — ermitteln kann.

An extensometer for recording deformations in bridge members under impact stress. (Eng. News 20. Juni 07 S. 681/82*) Mit dem beschriebenen Meßgerät wurden die Durchbiegungen von Brückenträgern, die durch langsam und schnell fahrende Züge beansprucht wurden, gemessen.

Metallbearbeitung.

Standardization of spezial tools. Von Ellis. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 800/03*) Ausführung von drei für verschiedene Arbeitstücke verwendbaren Bohreinspannladen nebst Zahlentafeln für die zugehörigen Einspannschrauben und Büchsen.

Lathe fixture for rounding the head of the automobile piston. Von Dowd. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 797*) Für eine außergewöhnliche Massenherstellung von Kolben ist die Abrundung der Kolbenstirnfläche nach einem Halbmesser von 134 mm in der Weise hergestellt worden, daß der Stahlhalter mit einem Arm an einem unter dem Drehbankfutter liegenden Bolzen drehbar befestigt worden ist, so daß er auf dem Querschlitten eine der Abrundung angepaßte Kreisbogenbahn beschreiben kann.

Milling-machine. Constructed by Messrs. Alfred Herbert, Limited, Engineers, Coventry. (Engng. 28. Juni 07 S. 865*) Kleine Fräsmaschine mit 965 × 240 mm Tischfläche, 400 mm größter Spindelhöhe, 530 mm Längs- und 180 mm Querbewegung des Tisches.

A bolt-turning machine. Von Dixie. (Am. Mach. 29. Juni 07 S. 841/45*) Die äußerlich einer mehrspindligen Bohrmaschine ähnliche Schraubendrehbank hat fünf senkrechte Drehspindeln zum Zentrieren, Vor- und Nacharbeiten. Die Stahlhalter und Schneidwerkzeuge sind unter den Spindeln auf einem wagerechten Tisch angeordnet.

Punching and shearing machine frame calculation. Von Lucigen. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 803*) Angaben über die an den einzelnen Rahmenteilen auftretenden Beanspruchungen.

Hammerwerke mit Kraftantrieb. Von Pregél. Schluß. (Dingler 29. Juni 07 S. 403/06*) Howards Muttern-Schmiedemaschine. Schmiedemaschine von Ch. Rice.

Spherical bearings with few tools. Von Lathrop. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 812/13*) Darstellung der wichtigsten Arbeitstufen zur Herstellung von großen Lagern mit kugeliger Schalenauflage.

Relieving attachment for the lathe. (Am. Mach. 22. Juni 07 S. 824*) Hinterdrehvorrichtung zum Bearbeiten von Fräsern, Bohrern usw. auf Drehbänken.

Papierindustrie.

Neuerungen in der Papierfabrikation. Von Haußner. Forts. (Dingler 29 Juni 07 S. 406/10*) Verfahren zur Zellstoffgewinnung.

Schiffs und Seewesen.

Bestimmung des Deplacements und Deplacementschwerpunktes bei Schiffen mit Längstrimmung. Von Kretzschmar. (Schiffbau 26. Juni 07 S. 688/90*)

Schiffskessel- und Schiffsmaschinenbau auf der Internationalen Ausstellung zu Mailand 1906. Von Romberg. (Schiffbau 26. Juni 07 S. 679/85* mit 4 Taf.) Allgemeine Uebersicht über die schiffbautechnische Abteilung der Ausstellung. Grille-Solignac-Kessel. Schluß folgt.

Le présent et l'avenir de la navigation sous-marine. (Génie civ. 29. Juni 07 S. 145/47) Wiedergabe eines kritischen Berichtes von Laubeuf bei der Sommerversammlung der Institution of Naval Architects in Bordeaux.

Straßenbahnen.

Street railway track and paving at Fort Wayne, Ind. (Eng. News 20. Juni 07 S. 684*) Darstellung von 4 verschiedenen Konstruktionen zum Einfügen der Schienen in das Straßenpflaster. Leitungsmasten aus Eisenbeton.

Textilindustrie.

Grinding and setting woolen and worsted cloth shears. Von Thewlis. (Text. World Rec. Juni 07 S. 107/110*) Das Scheren der Stücke. Beschreibung einer neueren Langschermaschine.

Driving ring frame cylinders and spindles. Von Bolster. (Text. World Rec. Juni 07 S. 114/116*) Die verschiedenen



Antriebarten der Zuführungszylinder und der Spindeln bei Ringspinnmaschinen.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts. (Text. World Rec. Juni 07 S. 131/37*) Einzelheiten der Klöppelmaschinen. Die Anordnung der Flügelräder. Abbildungen verschiedener auf Klöppelmaschinen hergestellter Spitzen.

Riemchenflorteiler. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Juli 07 S. 752*) Ein von Armand Lejeune in Monsen Baroeul (Frankreich) konstruierter Florteiler, der es ermöglicht, die Stärke der oberen und der unteren Florbändchen leicht und genau zu regeln.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Production de la force motrice au moyen des gaz métallurgiques. Von Dantin. (Génie civ. 29. Juni 07 S. 137/42* mit 1 Taf.) Darstellung der neuen Kraftwerke mit Hochofen- und Koksofengasbetrieb der Société Cockerill in Seraing.

Wasserkraftanlagen.

Beiträge zur Berechnung und Konstruktion der Wasserturbinen. Von Wagenbach. Z. f. Turbinenw. 28. Juni 07 S. 273/77*) Die Beiträge beziehen sich auf die Wasserströmungen in einer gekrümmten Rohrleitung und im Spaltraum zwischen Leit- und Schaufelrad sowie auf einige allgemeine Punkte beim Bau von Turbinenrädern. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

Die Versorgung der Stadt Mannheim mit Wasser und Licht. Von Pichler. (Journ. Gasb.-Wasserv. 29. Juni 07 S. 577/85* mit 1 Taf.) Beschreibung des Wasserwerkes, das aus Tiefbrunnen schöpft. Pumpwerk, Enteisenungsanlage, Leitungen, Hochbehälter. Erweiterungsbauten. Forts. folgt.

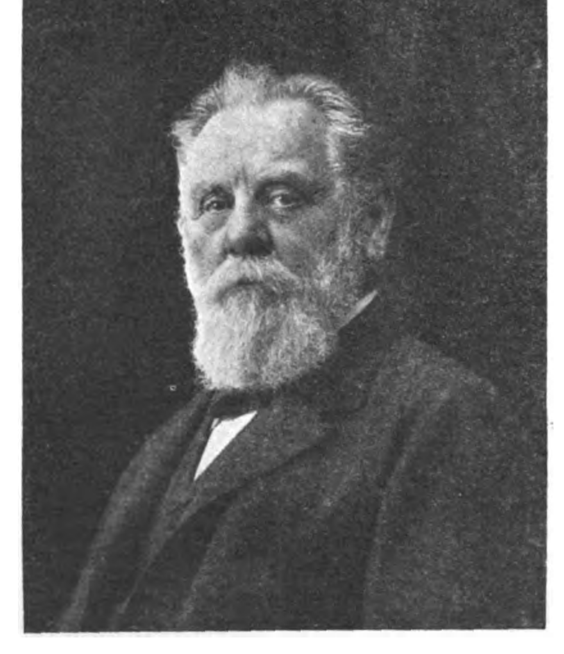
Werkstätten und Fabriken.

The Coventry Ordnance Works, Limited. Forts. (Engineer 28. Juni 07 S. 643/44*) Munitionsfabrik.

Equipment of a concrete machine shop. Von Alford. (Am. Mach. 29. Juni 07 S 829/33*) Einzelheiten der in Zeitschriftenschau v. 22. Juni 07 erwähnten Fabrik. Heizung. Rohrleitungskanal. Ankleideräume. Trinkwasserversorgung. Motorbetriebe. Aufzüge. Staubabsaugung.

Andreas Mechwart †

Die Technik ist nicht an Landesgrenzen gebunden; sie breitet sich gemäß den wirtschaftlichen Lebensbedingungen von Land zu Land aus. England hat viele seiner bedeutendsten Ingenieure in alle Länder des Erdballs gesandt, und viele der großen industriellen Werke können ihren Ursprung auf englische Pioniere zurückführen. Auch deutsche Ingenieure haben sich dann in hervorragender Weise an dieser Ausbreitung der Technik beteiligt, und wie sie schon im Mittelalter vielfach als Lehrmeister der damaligen Technik, besonders des Bergbaues, angesehen wurden, so haben auch im vorigen Jahrhundert viele ausländische Industrien ihre Entwicklung in hervorragendem Maße deutschen Ingenieuren zu verdanken.



Zu den deutschen Pionieren der Technik gehört Andreas Mechwart, den der Tod am 15. Juni aus reichem Schaffen gerissen hat. Mechwart, 1834 in Schweinfurt geboren, hat sich aus den bescheidensten Verhältnissen mit zäher Tatkraft zu einer der ersten Stellen in der schaffenden Technik emporgearbeitet. Seine Eltern bestimmten ihn zum Schlosser. Durch sein Gesellenstück erregte er die Aufmerksamkeit der städtischen Behörde, die ihn zu seiner weiteren Ausbildung auf das damalige Augsburger Polytechnikum schickte. 1855 verließ er die mit bestem Erfolg besuchte Schule, um in die Nürnberger Maschinenfabrik von Cramer-Klett einzutreten. Hier arbeitete er zuerst im Brückenbau und Waggonbau und beschäftigte sich später auch mit dem Mühlenbau. Einer seiner Freunde, Eichleiter, der bei Ganz in Budapest Stellung gefunden hatte, veranlaßte ihn, die Hauptstadt Ungarns zu besuchen, wo er persönliche Beziehungen zu Ganz anknüpfte, die bald zu einer festen Verbindung führten. 1859 trat er als Ingenieur in den Dienst des aufstrebenden Unternehmens von Ganz.

Abraham Ganz hatte auch als einfacher Handwerker begonnen und 1844 in Ofen eine kleine, sehr bescheidene Werkstatt und Eisengießerei eingerichtet. Dann begann er, den in Europa 1854 noch ganz unbekannten Kokillenguß einzuführen und auf Eisenbahnwagenräder anzuwenden, und eroberte sich für diesen Gegenstand ein großes Absatzgebiet.

Mechwart erweiterte zunächst das Arbeitsfeld der Firma. Er führte den Maschinenbau, vor allem den Dampfmaschinenbau, ein und verstand es, durch zweckentsprechende Konstruktionen auch diesen neuen Erzeugnissen der Firma Ruf und Ansehen zu erwerben. Als Ganz 1867 starb, trat Mechwart in die Leitung des Unternehmens ein. 1869 wurde die Fabrik in eine Aktiengesellschaft unter der Firma Ganz & Comp. übergeführt, reiche Geldmittel standen ihr zur Verfügung, und nun konnte Mechwart zeigen, daß Ganz in ihm nicht nur einen vorzüglichen deutschen Konstrukteur sondern auch einen weitsichtigen, genialen Organisator herangezogen hatte. Die damals noch verhältnismäßig kleine ungarische Maschinenfabrik begann, sich in raschem Siegeslauf zu einer Weltfirma auszuwachsen. In Ratibor, an der Grenze dreier Kaiserreiche, wurde eine Tochterfabrik gegründet, eine Maschinenfabrik in Leobersdorf bei Wien erworben, ebenso die Pester Waggonfabrik gekauft und ausgestaltet; in Mailand errichtete Mechwart ein großes Maschinenlager, in Kroatien wurde eine Hochofenanlage erworben.

Durch alle Geschäftskrisen verstand Mechwart seine Fabrik glücklich hindurchzuführen. Auf der Wiener Ausstellung 1873 ernteten Ganz & Comp. Ruhm und Ehre. Als in der gleichen Zeit eine der größten geschäftlichen Krisen das europäische Wirtschaftsleben erschütterte, gelang es Mechwart, durch Einführung der Walzenstühle eine bedeutsame technische Umwälzung in der Müllerei zustande zu bringen. Aus dem überall auftretenden Bedürfnis nach Walzenstühlen flossen der Firma große Einnahmen zu. Damals wurde auch der Turbinenbau erfolgreich von Mechwart aufgenommen.

Zu einer Zeit, als wohl nur wenige die gewaltige Bedeutung der Elektrotechnik vorahnten, errichtete Mechwart (1878) eine elektrotechnische Abteilung in seiner Fabrik, schreckte vor kostspieligen Versuchen nicht zurück und war damals schon überzeugt, daß hier alles Lehrgeld hundertfache Zinsen tragen würde.

Auch auf dem gerade für Ungarn so hoch bedeutsamen Gebiet der landwirtschaftlichen Technik hat sich Mechwart als Konstrukteur erfolgreich betätigt. Er ließ sich in Deutschland 1894 einen auch konstruktiv sehr bemerkenswerten Schaufelpflug[1]) schützen, der sich bald allgemein einführte.

Mechwart, der große Ingenieur und Organisator, war auch ein Mann, dem jeder Liebe und Verehrung entgegenbrachte. Mit seltener Bescheidenheit ging er, wenn irgend möglich, allen Ehrungen, mit denen ihn sein neues Vaterland bedachte, aus dem Wege. Er suchte und fand den Lohn seiner Tätigkeit innerhalb seines Berufes. Er, der an sich selbst in seiner Jugend erfahren hatte, wie hart es oft ist, arm zu sein, hatte für seine Beamten und Arbeiter ein warmes Herz. Treue Anhänglichkeit, die sich bei seiner 40jährigen Jubelfeier in rührender Weise zeigte, belohnte ihn hierfür.

So verdient Mechwart, als bedeutender Ingenieur in Deutschland, als Industriebegründer in seinem zweiten Vaterlande, in Ungarn, nicht vergessen zu werden.

C. Matschoß.

[1]) s. Z. 1896 S. 1363.



Rundschau.

Ueber die **Göttinger Vereinigung zur Förderung der angewandten Physik und Mathematik** hat Oberlehrer Dr. W. Lorey in der am 13. Dezember 1906 abgehaltenen gemeinsamen Sitzung der mathematisch-astronomischen und chemisch-physikalischen Sektion der Naturforschenden Gesellschaft in Görlitz, zu dem auch unser Lausitzer Bezirksverein eingeladen war, einen Vortrag gehalten, dem wir die folgenden Angaben entnehmen.

»Die Universität Göttingen besitzt seit den Tagen von Gauß einen Weltruf als mathematische Universität. Neben der Pflege der reinen Mathematik war es von jeher Göttinger Tradition, die angewandte Mathematik zu pflegen. In Berlin hatte Crelle einst das Journal für reine und angewandte Mathematik gegründet; aber die glänzende Entwicklung der Mathematik in Berlin nach der abstrakten Seite hin hatte eine bedenkliche Geringschätzung der Anwendung zur Folge. Die technischen Wissenschaften lieferten eine Menge Fragen, auf die der Mathematiker hätte Antwort geben müssen, auf die er aber keine Antwort gab. Die große Gefahr, die in dieser Entfremdung lag, hatte schon Anfang der 70er Jahre ein junger Mathematiker erkannt, der damals im Alter von 23 Jahren von Göttingen als ordentlicher Professor nach Erlangen berufen wurde. In seinem berühmt gewordenen Erlanger Programm spricht Felix Klein Gedanken aus, deren Erfüllung er jetzt in Göttingen erleben konnte. Wenn ich heute von Göttingen erzählen soll, so muß ich Felix Klein an erster Stelle nennen; denn er ist es vor allen, der durch seine Organisationskraft das erreicht hat, was wir jetzt bewundern können; er hat nicht geruht, er hat die Widerstände überwunden, die Mißverständnis und Mißgunst ihm entgegensetzten, und er hat es verstanden, jederzeit den richtigen Mann auf den richtigen Platz zu stellen.

Als Felix Klein 1885 nach Göttingen zurückkehrte, ging er zunächst daran, für sein Sonderfach, die Mathematik, Einrichtungen zu treffen, wie er sie schon vorher in 5jähriger Tätigkeit in Leipzig getroffen hatte. Da wurde das mathematische Seminar zu einem mathematischen Lesezimmer erweitert, das für alle Studierenden der Mathematik täglich von früh bis abends geöffnet war, wo sie die Literatur ihres Faches in großer Vollständigkeit vorfanden; nicht allein die deutsche und rein mathematische, nein gerade auch die Anwendungen wurden besonders berücksichtigt, insbesondere die engliche Literatur über Mechanik. Dort wurden aber auch die Ausarbeitungen über die Vorlesungen ausgelegt, die von einzelnen Studierenden besorgt wurden, dort fanden sich ferner die Protokolle über die Seminarsitzungen seit 1885. Ich möchte besonders betonen, daß gerade der in Göttingen geübte Zwang, nicht allein im Seminar vorzutragen, sondern auch über den Inhalt des Vortrages im Protokollbuch einen Bericht niederzuschreiben, für den Studierenden eine ausgezeichnete Uebung ist. In dem ersten Jahrzehnt wurden im Kleinschen Seminar rein mathematische Dinge behandelt, zumeist aus der Funktionentheorie. In den letzten Jahren wandte er sich aber ganz wesentlich technischen Fragen zu, während die reine Mathematik von seinen Kollegen übernommen wurde. Göttingen hat jetzt vier Ordinarien der Mathematik. So wurden im Winter 1899 auf 1900 behandelt: die Theorie des Schiffes, dann später technische Anwendungen der Elastizitätstheorie, Geodäsie, technische Mechanik, Graphostatik, Hydrodynamik, Elektrotechnik. Seinen technischen Neigungen entsprechend hat Klein wiederholt in den letzten Jahren einen Assistenten von der technischen Hochschule gehabt. Diesem Assistenten liegt außer der Aufsicht über das Lesezimmer auch die Aufsicht über die ausgezeichnete Modellsammlung ob, die zum großen Teil in großen Glasschränken auf dem Korridor untergebracht ist und bequem besichtigt werden kann. Da finden wir die Gipsmodelle der Flächen zweiter Ordnung, die Flächen mit ihren geodätischen Linien, mit den Krümmungslinien, Modelle der Raumkurven, aufeinander abwickelbare Hyperboloide, wie sie bei manchen Rädern vorkommen. Technisch wichtig sind die Modelle zur Geradführung usw. Auf die Ausbildung der Anschauung legt Klein großes Gewicht, was wieder mit seinen pädagogischen Bestrebungen zusammenhängt. Er hat wiederholt ausgesprochen, daß der Professor nicht allein Spezialisten auszubilden hat, sondern vor allem die künftigen Oberlehrer der Mathematik. Daher wird den Studenten der Mathematik in Göttingen ein Studienplan geliefert, und daher finden sie auch die pädagogische Literatur im Lesezimmer. Hierher gehören auch Vorlesungen wie die vom Sommer 1894 über ausgewählte Fragen der Elementargeometrie. Klein hat, wie bekannt, großen Einfluß in der Schulreformbewegung gewonnen; er war Mitglied der Pfingstkonferenz des Jahres 1900, und ganz wesentlich seinem Einfluß ist wohl auch die Einführung der neuen Lehrbefähigung für angewandte Mathematik zu verdanken.

In dieser wird verlangt: Kenntnis der darstellenden Geometrie bis zur Lehre von der Zentralprojektion, entsprechende Fertigkeit im Zeichnen, Bekanntschaft mit Methoden der technischen Mechanik, insbesondere der graphischen Statik, mit der niederen Geodäsie und den Elementen der höheren Geodäsie nebst Theorie der Ausgleichung von Beobachtungsfehlern.

Schwierigkeiten ergaben sich nun in der Besorgung der nötigen Mittel. Am wenigsten erfordert noch die darstellende Geometrie. Es wurden große Zeichensäle eingerichtet; übrigens ist auch vor Klein in Göttingen gezeichnet worden. Bedeutendere Mittel jedoch bedingt die technische Mechanik. Aber hier setzten gerade Kleins weit schauende Ideen ein. Gewiß, nach der neuen Prüfordnung können die Studierenden auch auf der technischen Hochschule hören, aber dort sind die Vorlesungen für Techniker zugeschnitten. Die Professoren der technischen Hochschulen sind im allgemeinen so überlastet, daß sie für orientierende Vorlesungen, wie sie hier nötig sind, keine Zeit haben. Außerdem kam es Klein auf die Befruchtung der mathematisch-physikalischen Wissenschaften durch die Technik an. Im Sommer 1893 besuchte er im Auftrag der Regierung die Weltausstellung in Chicago und lernte dort kennen, wie die industriellen Kreise die Wissenschaft unterstützen. Diesen Gedanken hat er mit Erfolg auch nach Deutschland verpflanzt. Weihnachten 1896 überreichten ihm Professor Linde in München, der Landtagsabgeordnete Dr. Böttinger in Elberfeld und Kommerzienrat Krauß in München 20000 ℳ als Anzahlung zur Einrichtung eines Maschinenhauses im physikalischen Institut. Damit wurden ein 15pferdiger Gasmotor und eine 15pferdige Dampfmaschine angeschafft. Durch die Regierung wurde Prof. Mollier berufen, mit dem Lehrauftrag, den Studierenden der Mathematik und Landwirtschaft über Maschinenwesen zu lesen. Im folgte bald Eugen Meyer. Im Dezember 1897 wurden die ersten Indikatordiagramme aufgenommen. Es war ein großer Augenblick, wie Felix Klein sagt. Am 26. Februar 1898 wurde die Göttinger Vereinigung zur Förderung der angewandten Physik und Mathematik begründet; der Zusatz Mathematik wurde freilich erst später zugefügt. Unter ihren Mitgliedern finden wir als Vertreter der Universität Göttingen sämtliche Professoren der mathematischen Wissenschaften. Aus den Kreisen der Industrie finden wir den Norddeutschen Lloyd, die chemische Fabrik Griesheim, Siemens & Halske, die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft, Fried. Krupp und andre, die alle durch bekannte Ingenieure vertreten sind. Von besonderer Wichtigkeit ist es, daß seit 1905 auch der Verein deutscher Ingenieure, durch seinen Direktor Geh. Baurat Peters vertreten, Mitglied der Vereinigung ist. Auch Generaldirektor v. Oechelhaeuser ist Mitglied und hat in seinem Vortrage »Technische Arbeit einst und jetzt«[1]) mit großer Anerkennung von der Tätigkeit der Vereinigung gesprochen. Die finanzielle Gesamtleistung der Vereinigung bis zum Jahr 1906 beträgt 220 900 ℳ und verteilt sich auf das Institut für angewandte Mechanik, für angewandte Elektrizität, für angewandte Mathematik, auf das färbtechnische Laboratorium, auf die Errichtung eines Praktikums der Radioaktivität und Elektrotechnik, auf Beschaffung von Hülfsmitteln für Spektroskopie, auf die Bibliothek zur Vervollständigung der Literatur und auf Verwaltungsausgaben. Die Staatsregierung hat, was besonders hervorgehoben werden muß, abgesehen von persönlichen und indirekten sachlichen Zuschüssen, 185000 ℳ geleistet. Zu den indirekten sachlichen Zuschüssen gehören wohl die Ausgaben vor allen Dingen für den Neubau des Physikalischen Instituts. Das alte Institut, in dem Wilhelm Weber gearbeitet hat, ist jetzt dem Institut für angewandte Mathematik und Mechanik überwiesen. Dieses Institut untersteht den Professoren Runge und Prandtl, die beide aus Hannover nach Göttingen berufen sind. In dem Institut ist die geodätische Sammlung untergebracht. Es sind dort ausgezeichnete Zeichensäle, und dort hält auch Prof. Runge seine mathematischen Vorlesungen ab, in denen er nach Möglichkeit die Technik berücksichtigt. In diesem Institut werden die Studenten mit Rechenmaschinen und Rechenschiebern bekannt gemacht. In dem Institut für

[1]) Z. 1906 S. 1142.

angewandte Mechanik finden wir vor allen Dingen einen Wärmekraftmaschinensaal mit einer 10pferdigen Gasmaschine aus Deutz und einem 20pferdigen Dieselmotor. An allen Maschinen befinden sich Bremsen und Indiziervorrichtungen, ferner vollständige Einrichtungen zur Aufstellung der Wärmebilanz. Ein andrer großer Saal dient der Festigkeitslehre und Hydraulik. Für die Einzelheiten verweise ich auf die prächtige Festschrift, die die Vereinigung im Anschluß an die Einweihung der Neubauten der physikalischen Institute herausgegeben hat[1]). Ich nenne nur einige Arbeiten aus dem Institut, die zum Teil in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure veröffentlicht sind, wie Meyers Untersuchungen am Gasmotor[2]), Prandtls Beiträge zur Theorie der Dampfströmung[3]). Auch acht Dissertationen sind aus dem Institut schon hervorgegangen.

Das Institut für angewandte Elektrizität untersteht Prof. Th. Simon und hat die Aufgabe, die Studierenden zur Kenntnis und zum Verständnis der Entdeckungen und Gesetze der sogenannten Aetherphysik zu erziehen. Wir finden in dem Institut zunächst eine Maschinenhalle mit den verschiedensten Schalttafeln, einen besondern Praktikumraum, einen Hörsaal mit einer eingenartigen Anordnung der Projektionslampe, ein Photographierzimmer usw. Von besonderm Interesse ist die elektrische Anlage mit ihren verschiedenen Schalttafeln. Auch hier muß ich auf die Festschrift verweisen. Ich erwähne noch ein für mannigfache Versuche bestimmtes 500 m langes Telephonkabel, ein Geschenk der Firma Felten & Guilleaume. Aus den Vorlesungen erwähne ich die jeden Winter gelesene Einführung in die Elektrotechnik für Juristen. An dem Praktikum des Instituts nehmen die Praktikanten des physikalischen Instituts ein halbes Semester lang wöchentlich einen Nachmittag teil, was für die künftigen Verwalter der physikalischen Kabinette an den höheren Schulen, die jetzt bald überall an die städtischen Elektrizitätswerke angeschlossen sein werden, von großer Bedeutung ist. Auch aus diesem Institute sind eine ganze Reihe wissenschaftlicher Arbeiten hervorgegangen. Eine Besonderheit des Instituts sind schließlich die Ausflüge, von denen z. B. einer mit 50 Teilnehmern nach Bremen gegangen ist. Auch die übrigen physikalischen Institute der Universität Göttingen, wie das Institut für physikalische Chemie, das Institut für Geophysik, haben durch die Vereinigung reichliche Förderung erfahren. Doch führt es zu weit, auf diese Institute hier einzugehen, ich muß auch hier auf die Festschrift verweisen. Wir können nur wünschen, daß der Gedanke, Wissenschaft und Industrie zu vereinen, der in Göttingen so großartige Früchte schon getragen hat, auch anderwärts Anklang finde.«

Vom 3. bis 6. Juni d. J. fand in **Wien** die **VI. Versammlung von Heizungs- und Lüftungsfachmännern** statt, die nach jeder Hinsicht als äußerst gelungen bezeichnet werden darf. Fast 700 Teilnehmer, darunter eine große Anzahl Reichsdeutscher, waren erschienen, und das schöne und gastfreie Wien hatte alles aufgeboten, um die Kongreßtage für alle Teilnehmer unvergeßlich zu machen. Der Minister des Inneren Dr. Freiherr von Bienerth und der Statthalter von Niederösterreich Graf Kielmannsegg hatten das Protektorat des Kongresses übernommen, der Baudirektor der Stadt Wien Dr. techn. Berger war an die Spitze der vereinigten Ausschüsse getreten, und eine große Zahl staatlicher und städtischer Behörden hatte Vertreter zu dem Kongreß entsendet, woraus geschlossen werden darf, daß die Fortschritte auf dem Gebiet der Heizungs- und Lüftungstechnik von den öffentlichen Verwaltungen mit Interesse verfolgt und entsprechend gewürdigt werden.

Von großer Wichtigkeit waren die wissenschaftlichen Arbeiten des Kongresses, die durch einen Vortrag des Geh. Reg.-Rates Professors Dr.-Ing. Rietschel (Berlin) über die Lüftung und Heizung in Krankenhäusern eingeleitet wurden. Der Redner behandelte zunächst die zurzeit für die Beheizung großer Krankenhausanlagen üblichen Heizsysteme und stellte als erstrebenswertes Ziel die Erwärmung der Räume mittels örtlich aufgestellter Warmwasser-Heizkörper hin. Zur Frage der Lüftung übergehend, erläuterte er die Vorzüge der künstlichen Lüftung gegenüber der Fensterlüftung und gelangte zu dem Schluß, daß eine durch mechanischen Antrieb in ihrer Wirkung völlig gesicherte, richtig angeordnete und sachgemäß betriebene Lüftanlage mit zentraler Vorwärmung der Zuluft den weitestgehenden hygienischen Anforderungen zu entsprechen vermag. Der Vortrag gewann dadurch besondere Bedeutung, daß Prof. Rietschel die Frage der zurzeit in den Vordergrund tretenden Fern-Warmwasserheizungen behandelte, wobei er deren Bedeutung eingehend würdigte, aber gleichzeitig im Interesse einer gesunden Entwicklung dieser Fernheizwerke vor zu rascher Nachahmung ähnlicher, auswärtiger Anlagen warnte, die vielleicht unter wesentlich andern Verhältnissen und Vorbedingungen entstanden sind. Schließlich regte der Vortragende die Ausnutzung derjenigen Wärmemengen an, die heute in den Kondensationsanlagen der Dampfzentralen verloren gehen, wobei die hiermit verbundene Arbeitsverschwendung in keiner Weise richtig gewürdigt wird.

Den zweiten Vortrag hielt Dipl.-Ing. **Recknagel** (München) über Fernmeß- und Fernstellvorrichtungen im Dienste der Heiz- und Lüftanlagen. Jeder Ingenieur, der mit solchen Anlagen zu arbeiten hat, weiß aus eigener Erfahrung, wie außerordentlich wichtig derartige Einrichtungen sind, die eigentlich erst einen richtigen und wirtschaftlichen Betrieb der ganzen Anlage ermöglichen. Gerade in letzter Zeit sind auf diesem Gebiete sehr wertvolle und sinnreiche Erfindungen gemacht worden, zu denen auch die zahlreichen Neukonstruktionen selbstätiger Wärmeregler zählen. Der Vortrag war mit einer sehr lehrreichen Ausstellung betriebsfähiger Einrichtungen verbunden.

Einen weiteren Bericht erstattete Landesingenieur Suwald (Brünn) über die gesundheitliche und wirtschaftliche Bedeutung der Heiz- und Lüfttechnik, wobei er besonders die in Oesterreich herrschenden Verhältnisse eingehend beleuchtete. Er besprach das Zurückbleiben dieses Spezialfaches in Oesterreich und stellte die Errichtung ordentlicher Lehrstühle für Heizung und Lüftung an mehreren technischen Hochschulen Oesterreichs sowie die Schaffung einer entsprechend eingerichteten Versuchsanstalt als dringendes Erfordernis hin.

Von Interesse war auch der nächste Vortrag des Direktors O. Krell sen. (Nürnberg) über den Bau und Betrieb der Heiz- und Lüfteinrichtungen des neuen Theaters in Nürnberg. Bereits auf der V. Versammlung von Heizungs- und Lüftungsfachmännern im Jahre 1905 in Hamburg hatte die Frage der Lüftung von Theatern auf der Tagesordnung gestanden, und die damalige Erörterung hatte ganz außerordentlich widerstreitende Meinungen ans Tageslicht gebracht, obgleich die wissenschaftlichen Grundlagen für die Ausführung derartiger Anlagen längst gegeben und bekannt waren. Mit um so größerer Aufmerksamkeit wurden daher die Mitteilungen des Vortragenden aufgenommen, dem es dank seiner Energie und dem weitgehenden Entgegenkommen der Stadtverwaltung geglückt war, bei diesem Theaterbau den theoretischen Anforderungen in wohldurchdachter Form zu genügen. Die wichtigsten Schlußfolgerungen des Vortrages können dahin zusammengefaßt werden, daß zur Schaffung einer richtig arbeitenden und zugfrei wirkenden Anlage im Theater in Nürnberg die Herstellung von Ueberdruck im Inneren des Theaters, die Verlegung der neutralen Zone in die Höhe der Theatereingänge, die gleichmäßige Erwärmung aller dem Publikum und dem Personal zugänglichen Räume, sowie die vollständige Zentralisierung des Betriebes durch reichliche Anwendung von Fernmeß- und Fernstellvorrichtungen angestrebt und auch tatsächlich erreicht worden ist.

In der Erörterung fanden die theoretischen Grundlagen des Berichtes allseitige Anerkennung, wenn auch mehrere Redner darauf hinwiesen, daß die Anordnungen im Nürnberger Theater lediglich auf dieses zu beziehen sein und andre Verhältnisse eben auch andre Ausführungsformen bedingen können.

Einen weiteren Vortrag hielt Professor **Meter** (Wien) über moderne Schnellstromheizungen. Auch auf diesem Gebiet sind in neuerer Zeit wichtige und einschneidende Erfindungen gemacht worden, die der Vortragende in übersichtlicher und belehrender Weise besprach. Prof. Meter hat sich insbesondere dadurch ein Verdienst erworben, daß er diesen neuen Heizsystemen den ihnen gebührenden Platz anwies, indem er sie mit Recht nur dort zur Anwendung empfahl, wo normale Ausführungen infolge verschiedener, meist örtlicher Verhältnisse nicht durchführbar erscheinen. Eingehend wurde weiter die Anwendung mechanisch betriebener Pumpen beleuchtet, die sich in der modernen Heiztechnik zur Herbeiführung eines schnelleren Umlaufes bei Warmwasserheizungen von großem Vorteil erwiesen haben und deren weitere Anwendung im Dienste von Warmwasser-Fernheizwerken von einschneidender Bedeutung sein wird.

Schließlich leitete Prof. Rietschel Mitteilungen über die neu errichtete Prüfanstalt für Heiz- und Lüfteinrichtungen an der Technischen Hochschule zu Berlin ein, während der unterzeichnete erste Assistent an

[1]) Die physikalischen Institute der Universität Göttingen. G. B. Teubner, Leipzig 1906.
[2]) Z. 1901 S. 1297; 1902 S. 945.
[3]) Z. 1904 S. 348.



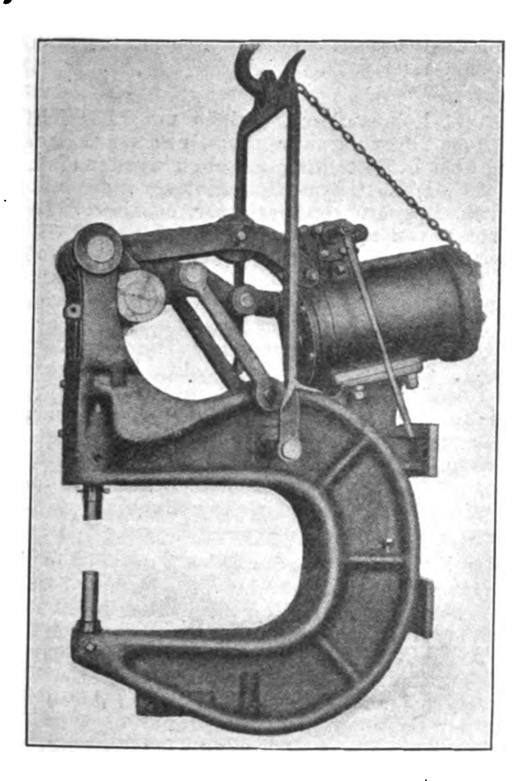
der neuen Anstalt den eigentlichen Bericht erstattete. Die Prüfanstalt wird zunächst wissenschaftlichen Forschungsarbeiten dienen, die für die Förderung der Heiz- und Lüfttechnik von besonderer Wichtigkeit sind; sie wird ferner den Studierenden neben ihrer theoretischen Ausbildung auch in diesem Spezialfach praktische Betätigung ermöglichen, und schließlich soll, die noch ausstehende Genehmigung des vorgesetzten Ministeriums vorausgesetzt, das neue Institut der Industrie in möglichst weitem Maße zugänglich gemacht werden. Zu letzterem Zweck soll die Anstalt die Prüfung von Konstruktionen aus dem Gebiet der Heiz- und Lüfttechnik, und zwar sowohl im Zustand der Entwicklung der Apparate, als auch nach deren Einführung in die Praxis, übernehmen, so daß das neue Institut als Bindeglied zwischen Theorie und Praxis die weitere Entwicklung des Faches mit allen Kräften anstrebt.

An die vielen Vorträge und Sitzungen und an eine große Reihe anstrengender Besichtigungen besonders wichtiger und interessanter Heiz- und Lüftanlagen schloß sich ein feierlicher und glänzender Empfang der Kongreßteilnehmer in dem herrlichen Rathaus an, wo die Gastfreundschaft und Fröhlichkeit der Wiener so recht hervortreten konnte. Dienstag den 6. Juni fand ein Ausflug auf den Semmering statt, nach welchem viele der Kongreßteilnehmer noch einer Einladung der ungarischen Zentralheizungsindustriellen nach Budapest folgten, wo eine größere Anzahl hervorragender Gebäude besichtigt wurde und der Kongreß in harmonischer Weise seinen Abschluß fand.

Privatdozent Dr. techn. Karl Brabbée.

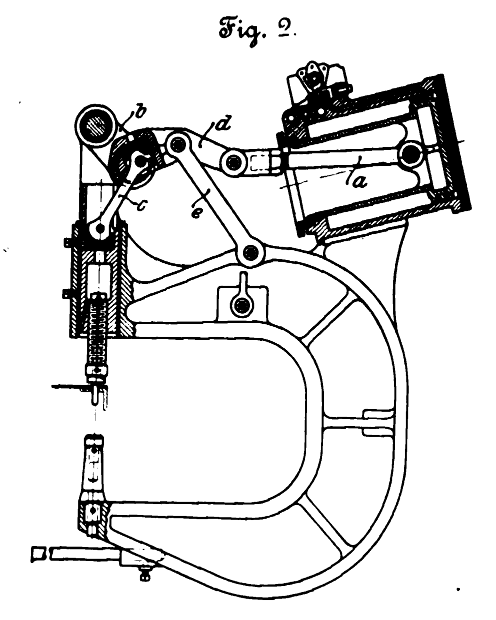
Bei den **Kniehebelantrieben für Druckluft- oder Druckwasser-Nietmaschinen** erhält man bekanntlich[1]) die größte Kraftübersetzung nur auf dem letzten, außerordentlich kurzen Hubstück des beweglichen Nietstempels; es ist daher erforderlich, die Entfernung zwischen dem festen und dem beweglichen Nietstempel jedesmal der Dicke der zu verbindenden Blechgruppe anzupassen, weil andernfalls entweder — bei größerer Länge des Nietbolzens — nicht der volle Nietdruck zur Wirkung käme, oder — bei geringerer Länge — die

Fig. 1. Kniehebel-Nietpresse der Hanna Engineering Works.



Nietung nicht vollständig geschlossen würde. Diese Eigenschaft macht Nietpressen mit gewöhnlichem Kniehebelantrieb bei der Herstellung von Eisenkonstruktionen, wo die Zahl der zu verbindenden Bleche fortwährend wechselt, schwer verwendbar, weil es sehr zeitraubend ist, die Entfernung der Nietstempel ständig zu verändern. Die Hanna Engineering Works in Chicago führen daher eine abgeänderte Konstruktion des Kniehebelantriebes aus, Fig. 1 und 2[2]), bei der wenn auch nicht die volle Kraftübertragung des Kniehebelpaares, so doch wenigstens eine beträchtliche Kraftübertragung auf einem längeren Hubstück des Nietstempels erhalten wird, derart, daß es möglich sein soll, zwei und drei halbzöllige Bleche hintereinander zusammen zu nieten, ohne die Stempel zu verstellen. Zwischen die Schubstange *a* des Druckzylinders und das Kniehebelpaar *b*, *c*, dessen einer Hebel fest gelagert, während der andre mit dem Nietstempel ver-

Fig. 2.



bunden ist, hat man hier einen Winkelhebel *d* eingeschaltet, der von einer Schwinge *e* geführt wird. Die Kniehebel *b*, *c* greifen dabei nicht an einem gemeinsamen, sondern an zwei etwas gegeneinander versetzten Zapfen des Winkelhebels *d* an, s. Fig. 3. Die Anordnung hat die Wirkung, daß zunächst bis etwa zur Mitte des Druckkolbenhubes, s. Fig. 4, das Kniehebelpaar gestreckt wird, während von hier bis zum Ende

Fig. 3.

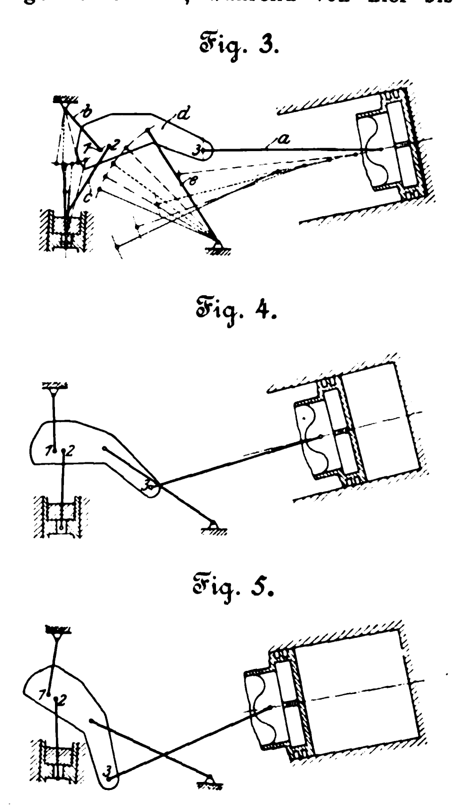


Fig. 4.

Fig. 5.

des Kolbenhubes die Stangenkraft des Druckkolbens im Verhältnis der Hebelarme $\overline{13}:\overline{12}$ auf dem Winkelhebel übersetzt wird. Hierbei macht der Nietstempel einen geringen Hub, der aber genügt, um die Ungleichheit der Bolzenlängen beim Nieten von zwei und von drei halbzölligen Blechen auszugleichen. Die Kraft, die auf diesem Wege ausgeübt werden kann, hängt von dem Hebelverhältnis $\overline{13}:\overline{12}$ ab, dürfte aber

---

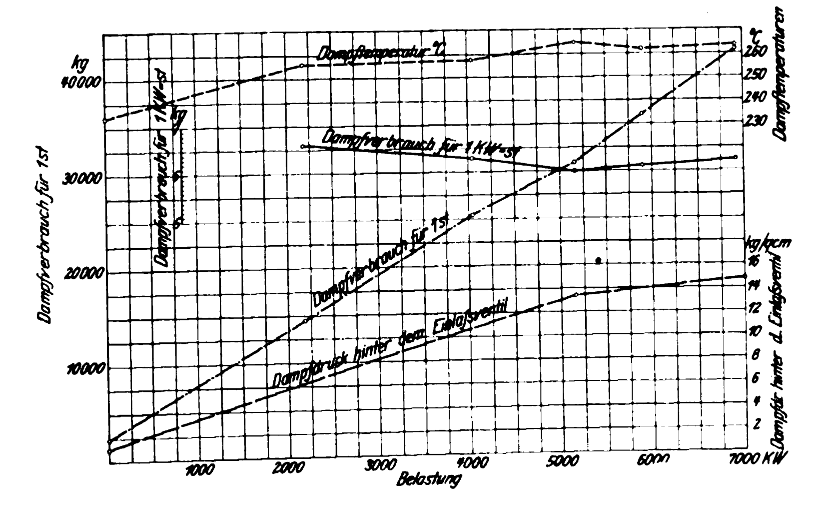
[1]) s. Z. 1907 S. 570. [2]) Machinery, Mai 1907.

kaum denjenigen Wert erreichen, der der Strecklage des Kniehebelpaares entspricht. Demgemäß müßte der Nietdruck, nachdem er bis zu einem Höchstwert angewachsen ist, auf dem letzten, nur für die kürzeren Niete in Frage kommenden Teil des Stempelhubes wieder abnehmen.

Vor einigen Monaten wurden im Carville-Kraftwerk in Wallsend bei Newcastle[1]) an einer dort aufgestellten neuen großen **Parsons-Turbine ausführliche Versuche** zur Bestimmung des Dampfverbrauches angestellt, und zwar vom beratenden Ingenieur der Newcastle Electric Supply Co., der die Turbinen gehören. Die Maschinen sind für 3500 KW normal bestimmt, wären aber wegen ihrer außerordentlich großen Ueberlastbarkeit (vergl. den 3stündigen Versuch mit über 5000 KW und den ½stündigen mit 7000 KW), die durch verschiedene Verhältnisse bedingt ist, deutschen Verhältnissen gegenüber richtiger etwa als 4500 KW-Turbinen zu bezeichnen.

da die Kühlwasserverhältnisse durchaus nicht außergewöhnlich waren und die Kondensatoren keine übertriebenen Kühlflächengrößen aufweisen, einen schönen Erfolg der Kondensationstechnik darstellen. Diese Vakuen, mit denen man bei der 2 Jahre zurückliegenden Querschnittbestimmung der Turbine bei 5000 KW offenbar nicht gerechnet hat, bedingen, da das spezifische Volumen abzüglich der Dampffeuchtigkeit bis auf 49 cbm steigt, ganz außerordentliche Auslaßverluste, die das Bild der Wirkungsgrade vollständig verzerren. Daher sind in der letzten Spalte der Zahlentafel zu den ausgenutzten Wärmemengen pro kg Dampf die Auslaßverluste zugeschlagen und der Wirkungsgrad nunmehr zuzüglich Auslaßverluste ausgerechnet; seine Werte verlaufen sehr regelmäßig und geben eine Kontrolle für die Zuverlässigkeit der Messungen. Zum Vergleich mit andern Maschinen braucht man nur die normalen Auslaßverluste, die auch bei Vakuen von 94 bis 95 vH selten über 4 vH steigen, abzuziehen, womit

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Nr.	Dauer des Versuches	Belastung	Dampf- überdruck	Dampf- temperatur	Uml./min	Vakuum Barom. 760	Dampfverbrauch in kg: gesamter während des Versuches	Dampfverbrauch in kg: für 1 st	Dampfverbrauch in kg: für 1 KW-st	Dampfverbrauch in kg: für 1 KW-st umgerechnet auf 300°	thermodynamischer Wirkungsgrad: gemessen	thermodynamischer Wirkungsgrad: zuzüglich Austrittsverlust
	st	KW	kg/qcm	°C		mm Hg					vH	vH
1	1½	leer unerregt	12,64	237,8	1200	733,4	831,3	1662,6	—	—	—	—
2	1½	leer erregt	14,81	234,0	1200	735,3	1179,2	2358,4	—	—	—	—
3	1	2192,87	14,22	255,6	1200	737,5	14422	14422	6,576	6,03	72,0	73,8
4	1½	4045,14	13,87	257,2	1200	738,3	38039	25359	6,269	5,80	68,6	75,8
5	1½	5901,0	13,75	261,8	1200	785,3	53989	35992	6,099	5,68	67,3	78,8
6	½	6921,8	13,92	263,0	1200	730,6	21467	42934	6,203	5,80	66,5	78,9
7	1	5164,07	14,03	264,7	1200	737,6	30886	30886	5,981	**5,54**	68,9	78,2
8	3	5059,38	13,65	247,7	1200	741,5	92212	30737	6,075	**5,51**	67,4	**79,03**



Die Ergebnisse sind in der Zahlentafel und der Figur zusammengestellt, zu deren Erläuterung folgendes dienen möge:

Aus der fünften Spalte geht zunächst hervor, daß die Ueberhitzung nach deutschen Begriffen sehr niedrig ist, aus welchem Grunde die Dampfverbrauchzahlen auf die heute vielfach als normal angesehene Dampftemperatur von 300°C mit 1 vH Verringerung auf je 5,7 °C umgerechnet worden sind. Dabei ergeben sich bei den Versuchen 7 und 8 bei rd. 5000 KW (wobei noch kein Umlaufventil gebraucht wurde) Dampfverbrauchzahlen von 5,54 und 5,51 kg für 1 KW-st, Zahlen, die alle bisher bekannt gewordene Ergebnisse — wenn sie in gleicher Weise auf 300°C umgerechnet werden — weit hinter sich lassen. Auch der Wert bei 2200 KW ist als sehr günstig zu bezeichnen.

Mehr wissenschaftliches Interesse als diese Dampfverbrauchzahlen dürften die thermodynamischen Wirkungsgrade (berechnet mit 93 vH gesamtem Wirkungsgrad für Turbine, Generator und Erreger bei 4000 KW, bei andrer Belastung entsprechend), die in Spalte 12 aufgeführt sind, beanspruchen, bei deren Betrachtung sofort eine gewisse Unregelmäßigkeit auffällt. Zur Erklärung braucht man nur die sehr hohen Vakuen der Spalte 7 zu betrachten, die, nebenbei bemerkt,

[1]) s. Z. 1904 S. 1665.

man auf rd. 75 vH kommt, eine Zahl, die sich bei 300° Anfangstemperatur noch um 1 bis 2 vH erhöhen würde. Auch unter diesen Gesichtspunkten erscheinen die Ergebnisse außerordentlich bemerkenswert.

Unter 1411 Lokomotiven, welche mit Lieferfrist bis zum 31. März 1908 kürzlich für die Preußisch-hessischen Staatsbahnen in Bestellung gegeben worden sind, befinden sich **467** (33 vH) **Heißdampflokomotiven**, die sämtlich den Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer erhalten. Der Bauart dieser Lokomotiven nach handelt es sich um 68 Stück ²/₄-gekuppelte Schnellzuglokomotiven mit Treibrädern von 2100 mm Dmr. und Tendern von 21,5 cbm Wasserinhalt, 20 Stück ²/₄-gekuppelte Schnellzuglokomotiven mit Treibrädern von 1980 mm Dmr. und Tendern von 16 cbm Wasserinhalt, 70 Stück ³/₅-gekuppelte Schnellzuglokomotiven mit Tendern von 21,5 cbm Wasserinhalt, 61 Stück ³/₄-gekuppelte Personenzuglokomotiven mit Kraußschem Drehgestell und Tendern von 16 cbm Wasserinhalt, 79 Stück ³/₄-gekuppelte Personenzug-Tenderlokomotiven mit Kraußschem Drehgestell, 112 Stück ⁴/₄-gekuppelte Güterzuglokomotiven mit Tendern von 12 cbm Wasserinhalt, 32 Stück ³/₃-gekuppelte Tenderlokomotiven und 25 Stück ⁵/₅-gekuppelte Güterzug-Tenderlokomotiven.

Von der Firma Siemens & Halske A.-G., die in dieser Angelegenheit auch bereits mit der preußischen Eisenbahnverwaltung verhandelt hat, ist der **Plan einer elektrisch zu betreibenden Verbindungsbahn zwischen Wannseebahnhof und Stettiner Bahnhof** in Berlin ausgearbeitet und der Verkehrsdeputation der Stadt Berlin vorgelegt worden. Die Verbindung soll als zweigleisige Unterpflaster-Vollbahn, deren Rampe auf der Potsdamer Bahn am Landwehrkanal beginnt, durch die Königgrätzer Straße, am Reichstag-Ufer entlang, unter der Spree, durch die Artillerie- und die Borsigstraße geführt werden, worauf sie sich auf dem Vorplatz des Stettiner Bahnhofes gabelt und in zwei Rampen zur Höhe der Gleise ansteigt. Der Höhenunterschied zwischen dem tiefsten Punkt der Strecke im Spreetunnel und dem Anschluß an die Wannseebahn beträgt 17,65 m. Die größten Steigungen sollen wie bei der Berliner Hoch- und Untergrundbahn 1:30 betragen. Die Strecke ist insgesamt 4250 m lang, wovon 3850 m im Tunnel liegen. Sie soll hauptsächlich dem Stadt- und durchgehenden Vorortverkehr dienen. Daneben sollen aber auch von den Endbahnhöfen der Wannsee- und der Stettiner Bahn Schnellzüge abgelassen werden. Dem Plan gebührt im allgemeinen uneingeschränkte Zustimmung. Wenn man sich aber die jetzt

auf den vier Gleisen der Stadtbahn vorliegenden Verkehrsverhältnisse vor Augen hält, so ist nicht anzunehmen, daß auf der geplanten Nord-Südverbindung zwei Gleise auch nur annähernd für die Ansprüche des immer stärker anwachsenden Verkehrs in Berlin ausreichen werden.

Gelegentlich der Jahressitzung der Incorporated Municipal Electrical Association in Sheffield sind bei Verhandlungen über gesetzmäßige Abschreibungen auch **Schätzungen für die Lebensdauer der Maschinen, Geräte, Leitungen** und sonstigen Bestandteile **an Elektrizitätswerken** aufgestellt worden, die bei einigen Gegenständen erheblich voneinander abweichen. Auch in Deutschland geht man bei Entwürfen, Voranschlägen und Jahresabschlüssen in dieser Hinsicht auf recht verschiedenen Wegen, weshalb eine Zusammenstellung der von verschiedenen Stellen angewandten Lebensdauerschätzungen für viele Ingenieure wichtig ist. In der nachfolgenden Zahlentafel sind die Schätzungen von zwei englischen Fachmännern und zwei englischen Behörden und von zwei deutschen Stellen aus der Fachliteratur zusammengestellt.

Lebensdauer in Jahren der	Robert Hammond	J. F. C. Snell	Local Government Board	L. County Council	deutsche Quellen	
Gebäude	60	60	30	50	66	100 bis 150
Dampfkessel	20	20	15	20	15	10 bis 15
Dampfmaschinen	20 bis 25	25	15 bis 25	20	20	20 bis 25
Dampfturbinen	—	—	—	—	20	—
Gasmaschinen	—	—	—	—	17	—
Wasserturbinen	—	—	—	—	22	20 bis 30
Dynamomaschinen	25	25	20	20	20 bis 22	18 bis 30
Akkumulatoren	15	10	5 bis 7	20	10	5 bis 10
Transformatoren	15	20	15	20	—	30
Schaltanlagen	20	20 bis 25	15	20	15	15
Leitungen	25 bis 30	15 bis 60	12 bis 15	12 bis 30	25	10 bis 30
Elektrizitätszähler	10	15	5	10	—	—
Bogenlampen	10	15	7 bis 10	—	—	—

Der Firma Ad. Bleichert & Co. in Leipzig-Gohlis ist der Bau einer **Drahtseilbahn** übertragen worden, die den Verkehr zwischen der chilenischen Provinz Llanquihue und der argentinischen Provinz Rio Negro über die Gebirgskette der **Anden** hinweg vermitteln soll.

Der Weg von Chacabuco in Argentinien nach Puerto Montt, der Hafenstadt von Chile am Stillen Ozean, wird abwechselnd mit dem Dampfer und mit der Eisenbahn zurückgelegt, mit Ausnahme der Ueberschreitung der Anden; hierzu werden Ochsen benutzt, ein Transportmittel, das recht kostspielig und zeitraubend ist und das nunmehr durch eine Drahtseilbahn ersetzt werden soll. Es mag hier daran erinnert werden, daß Ad. Bleichert & Co. erst vor nicht langer Zeit auch die an die argentinische Staatsbahn anschließende Drahtseilbahn nach den ebenfalls in den argentinischen Anden gelegenen Upulungos-Minen [1]) vollendet haben.

Die Anlage einer Eisenbahn war mit Rücksicht auf die Gebirgsformation vollständig ausgeschlossen, wenn man sich nicht entschließen wollte, einen Tunnel herzustellen, der aber auf 10 km Länge mindestens soviel Millionen gekostet hätte wie die Drahtseilbahn Hunderttausende. Die letztere wird nicht in genau gerader Linie über das Gebirge gehen, sondern in der Mitte auf dem Höhenpunkt eine Kurve haben, in der die Maschinenanlage für den Antrieb der Zugseile untergebracht ist. Die von der Bahn zu befördernden Güter sind hauptsächlich Wollballen, Häute, Felle, Holz und Stückgüter aller Art.

[1]) s. Z. 1906 S. 1769.

Für die Aluminium-Industrie-A.-G. Neuhausen, die ein neues Werk, verbunden mit einer Wasserkraftanlage, in Chippis im Kanton Wallis errichtet, ist von der Firma Froté, Westermann & Cie. in Zürich eine **Eisenbeton-Bogenbrücke von 59 m Oeffnung über die Rhone** erbaut worden, die als größte Eisenbahnbrücke dieser Bauart bemerkenswert ist. Die etwas schräg über die Rhone geführte Brücke paßt sich dem Landschaftsbilde sehr gut an. Sie besteht aus zwei eingespannten elastischen Bogen von 4,8 m Mittenabstand, an denen die Querträger der Fahrbahn aufgehängt sind. Auf einer Seite der Brücke ist ein Fußgängersteg ausgekragt. Als Belastung ist ein Zug, bestehend aus einer zweiachsigen 30 t schweren Lokomotive mit 3,5 m Radstand und 30 t schweren Güterwagen mit 4 m Radstand, angenommen. Die Fahrbahn, in die der Windverband verlegt ist, liegt 2 m über Hochwasserstand. Die Bogenträger haben bei 60,44 m Spannweite — auf die Mittellinie bezogen — und 9,15 m Pfeilhöhe im Scheitel $2{,}6 \times 1{,}2$ qm Querschnitt an den Auflagern und $1{,}5 \times 0{,}8$ qm im Scheitel. (Schweizerische Bauzeitung vom 22. Juni 1907)

Als eines der bedeutendsten Wasserkraft-Elektrizitätswerke Westamerikas ist kürzlich **das Kern-River-Kraftwerk 1** der Los Angeles Edison Electric Co. in Betrieb genommen worden. Das Werk liegt am Oberlauf des Kern-River im Südzipfel der Sierra Nevada. Das Oberwasser wird in einem Gerinne und in einer Druckrohrleitung dem Maschinenhause zugeführt, das vier Peltonräder von je 10750 PS Leistung bei 263 m Gefäll und 250 Uml./min enthält. Der erzeugte Drehstrom wird mit 75000 V Spannung nach der rd. 190 km entfernten Stadt Los Angeles am Stillen Ozean übertragen. Für die Fernleitung sind Masten aus Eisenkonstruktion verwendet.

Eine **Abdampfturbinenanlage** ist auf Schacht Alma der Zeche Vereinigte Rheinelbe und Alma im Anschluß an zwei ältere Zwillings-Fördermaschinen in Betrieb gesetzt worden, wo die Anlage einer Zentralkondensation nicht gelohnt hätte. Der neue Maschinensatz, bestehend aus einem Rateauschen Abdampfakkumulator, einer von Sautter, Harlé & Co. in Paris gebauten Rateauschen Niederdruck-Dampfturbine, gekuppelt mit einem Drehstromerzeuger der Bergmann-Elektrizitätswerke, und einem Balckeschen Gegenstrom-Mischkondensator, ist von Balcke & Co. in Bochum geliefert worden. Die Turbine leistet bei 1500 Uml./min und 1,1 bis 1,3 at abs. Eintrittsdruck 600 PS, die mit ihr gekuppelte Dynamo bei 525 V und 50 Per./sk 400 KW. Die Maschinenanlage versorgt eine Reihe von Nebenbetrieben, so die Tischlerei, Schlosserei, eine Aufbereitung, ein paar Pumpen und die Beleuchtungsanlage der Grube. (Glückauf vom 22. Juni 1907)

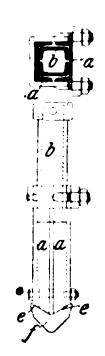
Die Germania-Werft in Kiel hat den Auftrag zum Bau zweier **Unterseeboote für Oesterreich-Ungarn** erhalten, die 280 bis 300 t Wasserverdrängung haben sollen, also etwas größer als die für die deutsche Kriegsmarine gebauten Unterseeboote sein werden. Zum Antrieb bei der Fahrt in aufgetauchtem Zustande werden zwei von Gebr. Körting A.-G. gebaute Petroleummotoren von je 300 PS dienen; hiermit soll eine Geschwindigkeit von etwa 12 bis 13 Knoten erreicht werden. (Schiffbau vom 26. Juni 1907)

Auf Wunsch der Firma F. A. Herbertz, Köln, ergänzen wir die in Z. 1907 S. 275 gebrachte Mitteilung über die **Müllverbrennungsanlage der Stadt Brünn** dahin, daß diese Anlage von der Firma Alfons Custodis als der Generalvertreterin der Firma F. A. Herbertz in Köln für Oesterreich nach dem System Herbertz ausgeführt worden ist.

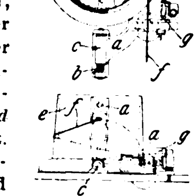
Berichtigung.

Die Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. M. teilt uns mit, daß die Angaben in Z. 1906 S. 1005 r. Sp. Anm. 1: »Die genannte Firma — Briegleb, Hansen & Co. — hat die alleinige Lizenz dieses Patentes — von Pelton — für Räder über 600 mm Dmr. in Deutschland und einigen andern europäischen Staaten« unrichtig ist, insofern sie selbst ebenfalls die Lizenz für Pelton-Räder jeder Größe besitzt.

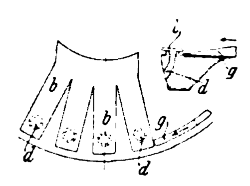
Patentbericht.



Kl. 5. Nr. 184848. Mehrteiliger Grubenstempel. Alexanderwerk A. von der Nahmer, A.-G. Remscheid, Remscheid. Der Unterteil des Grubenstempels besteht aus den den Stempeloberteil *b* umschließenden Teilen *a*, die am unteren Ende schräg abgeschnitten sind und in einem Fuß *f* mit nach innen geneigten Schrägflächen *e* ruhen. Bei wachsendem Gebirgsdruck werden die Teile *a* in der Keilnut des Fußes *f* zusammengeschoben und gegen den Oberteil *b* gepreßt, so daß dieser gegen Hineinrutschen in den Unterteil gesichert ist.

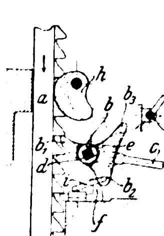


Kl. 7. Nr. 185086. Drahtziehmaschine. Hugh L. Thompson, Waterburg (Conn., V. St. A.). Der schwenkbare Ziehmatrizenträger *a*, der mittels einer Feder *b*, solange die Maschine still steht, in senkrechter Stellung gehalten wird, ist um eine Achse *c* drehbar, die in ihrer Verlängerung durch die Achse *d* der Trommel *e* geht, zu der sie senkrecht steht. Durch den Zug des Drahtes *f* wird der Matrizenträger in die wagerechte Lage niedergezogen und infolgedessen der Draht beim Anlassen der Trommel nicht sofort mit der vollen Ziehgeschwindigkeit durch die Matrize gezogen. Letztere wird in ihrer wagerechten Endstellung durch eine selbsttätige Einklinkvorrichtung *g* festgehalten.

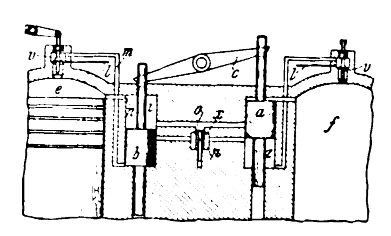


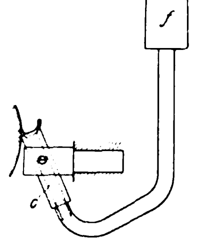
Kl. 14. Nr. 181119. Dampf- oder Gasturbinenregelung. C. von Knorring und J. Nadrowski, Dresden. Wenn der Regler den abgeschrägten Teil *g* unter die Enden der aus Blechstreifen gebildeten Klappventile *b* schiebt, werden die Beaufschlagungsdüsen *d* der Reihe nach geöffnet; beim Zurückziehen von *g* werden die Ventile *b* durch ihre Federung geschlossen.

Kl. 35. Nr. 184245. Hebebock. A. Hagen, Bilbao (Spanien). Die Daumenscheibe *b* des Schwinghebels *c* hat drei Daumen b_1, b_2, b_3. Drückt man *c* herab, so hebt b_1 die Zahnstange *a* samt der Last, wobei der Sperrschieber *f* zuerst von einem Zahn von *a* zurück und dann von b_2 in die nächste Zahnlücke vorgeschoben wird. Hebt man *c* bis zum Anschlag *g*, so wird *b* mit dem Bolzen *d* in Schlitzen der Wangen bis zur Stelle *e* zurückgedrängt, worauf b_1 in die nächste Zahnlücke greift; der Ring *i* an b_2 schleift hierbei unwirksam auf *f*. Legt man *g* zurück und hebt *c* noch weiter, so drückt b_3 das Bremsstück *h* an *a*, gleichzeitig zieht b_2 durch *i* die Sperrung *f* zurück, und man kann die Last mit regelbarer Geschwindigkeit niederbremsen.



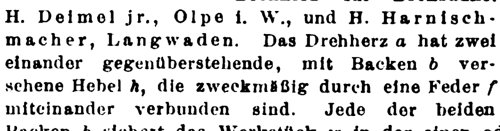
Kl. 46. Nr. 180361 (Zusatz zu Nr. 176027 und 176028, Z. 1907 S. 239). **Zwillings-Brennkraftmaschine.** W. Brandes, Trollhättan (Schweden). Die Hülfskolben *a*, *b*, welche die Druckluft bereiten, die den von *l* her über die Ventile *v* geleiteten Brennstoff in die Arbeitzylinder *e*, *f* spritzt, deren Kurbeln um 180° versetzt sind, stehen durch einen Hebel *c* in zwangläufiger Verbindung, wodurch die äußere Steuerung entbehrlich wird. Wenn die angesaugte Luft in *e* verdichtet wird, tritt sie durch *n* in den Hülfszylinder *i*, drückt den Kolben *b*, unterstützt durch den Ueberdruck im Zylinderraum *z*, herab und die verdichtete Luft unter *b* durch *m* und *v* nach *e*. In der tiefsten Lage von *b* geht ein Teil der in *i* verdichteten Luft durch *o*, *x*, *p* nach *z*, liefert also für den andern Zylinder *f* vorverdichtete Luft, die beim Verdichtungshub in *f* durch *a* weiter verdichtet wird. Das Rückschlagventil *x* wird unter Umständen fortgelassen.



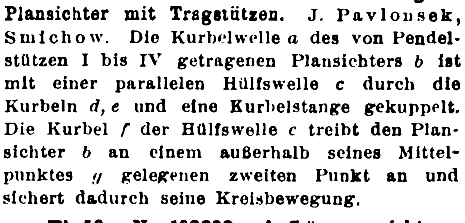


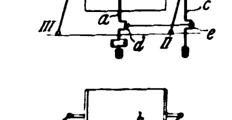
Kl. 49. Nr. 183943. Drehstahl. Gesellschaft zur Verwertung Wesselmannscher Erfindungen m. b. H., Tempelhof. Der Drehstahl *c* mit in sich geschlossener Schneidkante und innerer Schleiffläche ist hohl gestaltet. Infolgedessen kann er von einem Behälter *f* mit Kühl- oder Schmierflüssigkeit versehen und leicht nachgeschliffen werden.



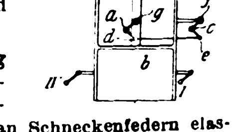


Kl. 49. Nr. 183944. Drehherz für Drehbänke. H. Deimel jr., Olpe i. W., und H. Harnischmacher, Langwaden. Das Drehherz *a* hat zwei einander gegenüberstehende, mit Backen *b* versehene Hebel *h*, die zweckmäßig durch eine Feder *f* miteinander verbunden sind. Jede der beiden Backen *b* sichert das Werkstück *w* in der einen oder andern Richtung gegen Drehung.





Kl. 50. Nr. 184832. Antriebvorrichtung für Plansichter mit Tragstützen. J. Pavlousek, Smichow. Die Kurbelwelle *a* des von Pendelstützen I bis IV getragenen Plansichters *b* ist mit einer parallelen Hülfswelle *c* durch die Kurbeln *d*, *e* und eine Kurbelstange gekuppelt. Die Kurbel *f* der Hülfswelle *c* treibt den Plansichter *b* an einem außerhalb seines Mittelpunktes *g* gelegenen zweiten Punkt an und sichert dadurch seine Kreisbewegung.



Kl. 50. Nr. 182232 Aufhängevorrichtung für Sicht- und Sortiermaschinen mit Kreisschwingbewegung. Heinrich Seck, Dresden. Der Sichtkasten ist durch Aufhängung an Schneckenfedern elastisch gelagert und kann sich stoßfrei bewegen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Selbsttätiger Gegenstrom- und Wasserumlauf-Erzeuger von Kunert.[1]

Die Beschreibung des »Sicherheitsrohres« (S. 642) an diesem Apparat und die Begründung desselben hat zu Mißverständnissen Anlaß gegeben, die ich durch genauere Angabe der bei dieser Anordnung maßgebenden Gründe berichtigen möchte.

Jede auf einem Flammrohr sitzende Umlaufvorrichtung besitzt eine Dampfhaube, welche den von den Flammrohren aufsteigenden Dampf sammelt und in irgend einer den Umlauf fördernden Weise ausströmen läßt. Bei zeitweise sehr starker Dampfentnahme aus dem Kessel kann man nun befürchten, daß mehr Dampf unter der Haube entwickelt und angesammelt wird, als durch die nach den besondern Forderungen der Umlauferzeugung gestalteten Ausflußöffnungen abströmen kann. Es müßte sich dann infolgedessen eine Stauung des Dampfes und mithin ein Sinken des Wasserspiegels an dieser gefährlichen Stelle über dem Flammrohrscheitel ergeben.

[1] Vergl. Z. 1907 S. 641 u. f.

Findet nun hier, wie in den angeführten Berichten der Dampfkessel-Revisionsvereine angegeben ist, eine Schlammablagerung statt, so können diese beiden Umstände: Schlammablagerung und Sinken des Wasserspiegels bis zur Wasserentblößung, einen gefährlichen Zustand hervorrufen. Dies wurde nach den Berichten vermutet und hat zur nachträglichen Anordnung des »Sicherheitsrohres« geführt. Feststellen läßt sich bei einer Revision natürlich nur eine Schlammablagerung, wie es auch in den Berichten geschehen ist. Die gleichzeitige Wirkung einer Wasserentblößung bleibt nach den vorstehenden Erörterungen stets nur eine Befürchtung und Vermutung, der man in irgend einer Weise — hier durch das »Sicherheitsrohr« — vorzubeugen versuchen wird.

Eine mißverständliche Auffassung der Erörterung wäre vielleicht nicht eingetreten, wenn es in der Fußnote statt »vermutet« ausführlicher geheißen hätte: »läßt vermuten, daß auch Wasserentblößung außer der allein festgestellten Schlammablagerung mitgespielt haben kann«.

Es würde von Interesse sein, wenn über derartige Erscheinungen weitere Erfahrungen veröffentlicht würden.

Dr.-Ing. Förster.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



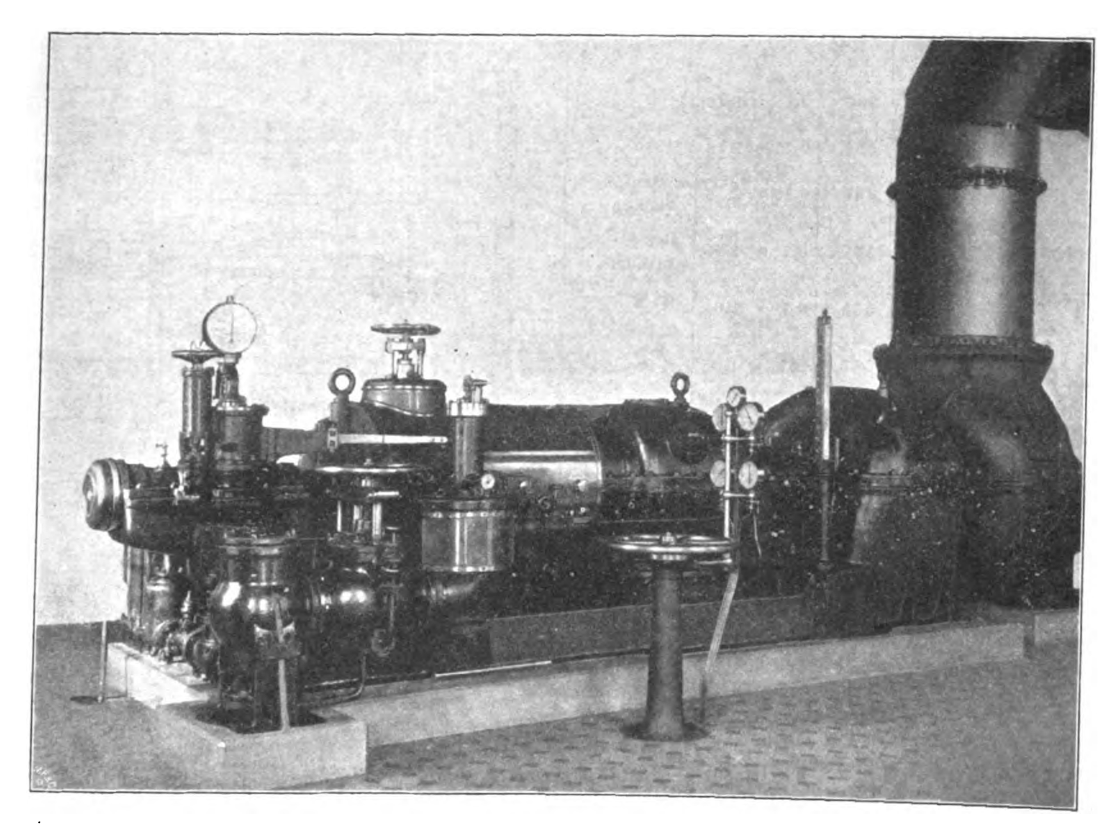
ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 29. **Sonnabend, den 20. Juli 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Das Turbinengebläse von C. A. Parsons als Hochofengebläsemaschine.

Von Oberingenieur **Julius Fürstenau.**



Nachdem die Erfindungen und Konstruktionen von C. A. Parsons der Dampfturbine den Weg zu ihrem Siegeszug durch alle industrietreibenden Staaten gebahnt haben, hat uns dieser große Erfinder eine weitere Frucht seines unermüdlichen Schaffens in dem Kreiselgebläse beschert.

Als genaues Gegenstück der Dampfturbine, von der er getrieben wird, bildet der Kompressor doch ein so harmonisches Ganzes mit seinem Motor, wie wir es wohl kaum ein zweites Mal auf dem weiten Feld der Maschinenkonstruktion wiederfinden.

Treu dem bewährten Grundsatze Parsons', wonach der Bekanntgabe seiner Dampfturbine jahrelange Studien und Versuche vorausgingen, ist auch die Gebläsemaschine erst in fertigem Zustand, sorgfältig erprobt, aus den Werkstätten in Newcastle auf den Markt gebracht worden.

Die erste Ausführung war ein Hochofengebläse für Middlesborough, das im Jahre 1904 in Betrieb gesetzt worden ist; heute hat Parsons bereits 23 solche Gebläse ausgeführt oder in Bestellung. Die folgende Zusammenstellung bringt Angaben über ihre Größe und Verwendungsart, soweit solche vorliegen.

Während wir so eine rasche Verbreitung der Kreiselgebläsemaschine in dem konservativen England feststellen können, finden wir bei uns erst eine einzige Ausführung im Betrieb, und zwar bei der Hochofenanlage des Eisenwerkes Trzynietz in Oesterreichisch-Schlesien. Dieses Eisenwerk,

Besteller	Verwendungsart der Maschine	angesaugte Luftmenge cbm/min	Windpressung at	Antriebmaschine
Cookson & Co., Howdon Lead Works	für einen Bleiofen	85,2	0,12	Elektromotor
Farnley Iron Co., Leeds	für Kuppelöfen	284	0,21	Dampfturbine
Sir B. Samuelson & Co., Newport, Middlesbro	für einen Hochofen	596,4	0,7 bis 1,26	»
Bengal Iron and Steel Co., Indien	»	568	0,5 » 0,91	»
Mount Morgan Gold Co., Australien	für einen Kupferofen	85,2	0,56 » 1,05	Elektromotor
»	»	85,2	0,56 » 1,05	»
Wilsons Pease & Co., Middlesbro	für einen Hochofen	510,5	0,7 » 1,26	Dampfturbine
Rio Tinto Copper Co., Spanien[1]	für einen Kupferofen	425,4	0,17	»
Blaenevan Co., Blaenevan, Mon.	für einen Hochofen	567,2	0,7 bis 1,26	»
»	»	567,2	0,7 » 1,26	»
Walter Scott Ltd.	»	510,5	0,7 » 1,26	»
J. Dunlop & Co., Clyde Iron Works	»	510,5	0,7 » 1,26	»
Mount Lyell Mining Co., Tasmanien	für einen Kupferofen	510,5	0,28	»
Consett Iron Co. Ltd.	für einen Hochofen	596,4	0,7 bis 1,26	»
»	»	596,4	0,7 » 1,26	»
Stafford Iron and Coal Co.	»	397	0,42 » 0,56	Abdampfturbine
Ebbw Vale Iron and Steel Co.	»	567,2	0,7 » 1,05	Dampfturbine
Wm. Sandford & Co., Australien	»	567,2	0,7 » 1,05	»
Cammel Laird & Co., Workington	»	567,2	0,7 » 1,05	»
J. Dunlop & Co., Clyde Iron Works	»	567,2	0,7 » 1,05	»

[1]) 2 gleich große Gebläse sind nachbestellt.

Eigentum der Oesterreichischen Berg- und Hüttenwerks-Gesellschaft, hat die Aufmerksamkeit bereits durch die Inbetriebsetzung des ersten elektrischen Umkehr-Walzwerkes[1]) auf sich gezogen, und es sei mir gestattet, an dieser Stelle des ausgezeichneten Blickes zu gedenken, den die Leitung dieses Werkes bei der Um- und Neugestaltung ihres Betriebes bewiesen hat.

Bereits als die ersten Nachrichten von den Erfolgen des Kreiselgebläses in Middlesbro zu uns herübergekommen waren, zog Hüttendirektor Zeno Jedrkiewicz von der Oesterreichischen Berg- und Hüttenwerks-Gesellschaft von der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft, welche das Ausführungsrecht für die Parsonsschen Patente besitzt, ein Angebot über solche Gebläse ein. Als dann im Herbst 1905 das eine der in Trzynietz im Betrieb stehenden Kolbengebläse infolge Wasserschlages verunglückte, erhielt die genannte Maschinenfabrik den Auftrag, ein Turbinengebläse zu liefern, dessen Konstruktions- und Betriebsverhältnisse nunmehr erörtert werden sollen.

Die eben erwähnten Kolbengebläse haben liegende Verbundmaschinen mit Ventilsteuerung und Kondensation, und das Gebläse ist ein doppeltwirkender Zwilling. Jede dieser Maschinen bedient einen Kokshochofen für rd. 150 t Tageserzeugung und liefert bei 30 Uml./min 443 cbm/min, bei der

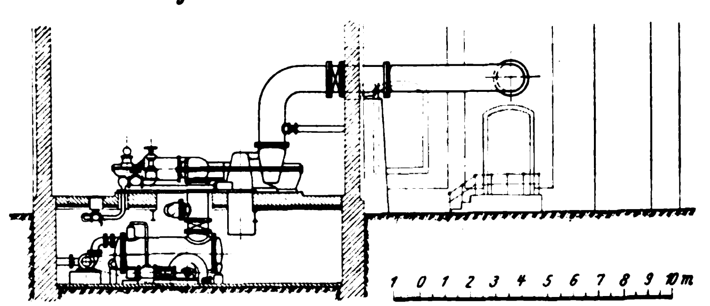
[1]) s. Z. 1906 S. 1521; 1907 S. 113.

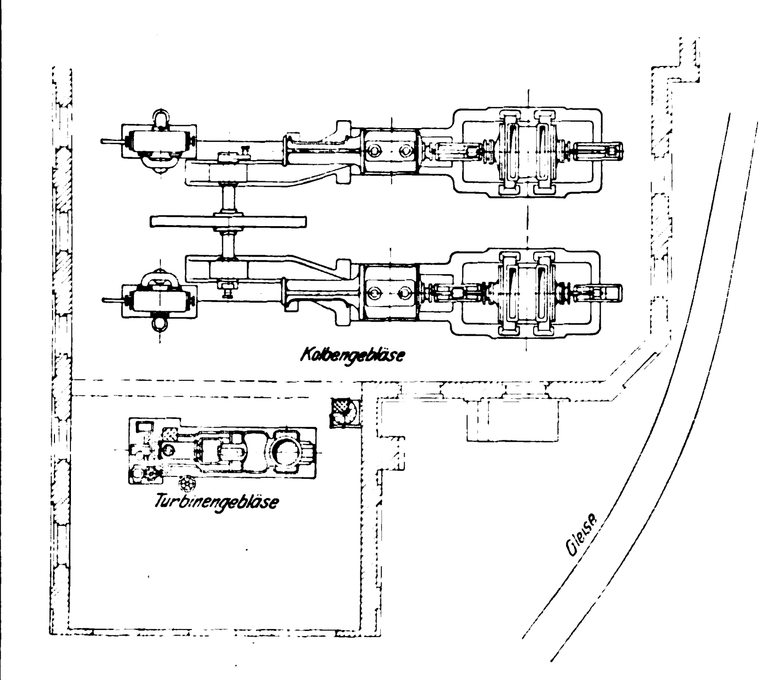
höchsten Umlaufzahl von 45 Uml./min 664 cbm/min Wind. Die Pressung schwankt zwischen 0,2 und 0,7 kg/qcm. Entsprechend diesen Daten wurde auch für das Kreiselgebläse eine normale Leistung von 450 cbm/min angesaugter Luft festgesetzt, welche Menge unter allen Umständen auch bei hoher Pressung eingehalten werden soll. Die Umlaufzahl des Turbinengebläses schwankt je nach der Arbeitsweise zwischen 2400 und 3400 in der Minute.

Fig. 1 und 2 geben einen Uebersichtsplan des Trzynietzer Gebläsehauses wieder. Auf den ersten Blick springt die außerordentliche Verringerung der äußeren Abmessungen, welche die Kreiselmaschine als solche mit sich bringt, in die Augen.

Das Kolbengebläse bedeckt einen Flächenraum von $23 \times 12 = 276$ qm, während das Turbinengebläse nur $11 \times 5 = 55$ qm, also gerade ein Fünftel, beansprucht.

Fig. 1 und 2. Das Trzynietzer Gebläsehaus.





Der Anbau für das Turbinengebläse mußte neu errichtet werden. Man sieht, wie gut die kleinen Abmessungen dem entwerfenden Ingenieur in die vorhandene Gleisanlage gepaßt haben.

Ich mache gleich hier auf die Aufstellung der gesamten Turbinenanlage auf einer Beton-Trägerdecke ohne Fundamentpfeiler oder irgend welche Verankerung aufmerksam, wodurch ermöglicht ist, die Kondensationsanlage bequemer unter der Dampfturbine anzuordnen.

Als natürliche Folge der so verschiedenen Größenverhältnisse ergibt sich, daß die Anlagekosten für das Kreiselgebläse nur genau die Hälfte von denen des Kolbengebläses ausmachen.

Das Turbinengebläse ist im einzelnen in Fig. 3 bis 8 dargestellt.

Die Dampfturbine, Bauart Parsons, darf ich als bekannt voraussetzen; nur auf die durch das Gebläse bedingte besondere Regulierung wäre einzugehen. Der Betrieb des Gebläses erfordert große Veränderlichkeit in der Umlaufzahl; die Dampfturbine muß daher von ihrem Regler sowohl bei

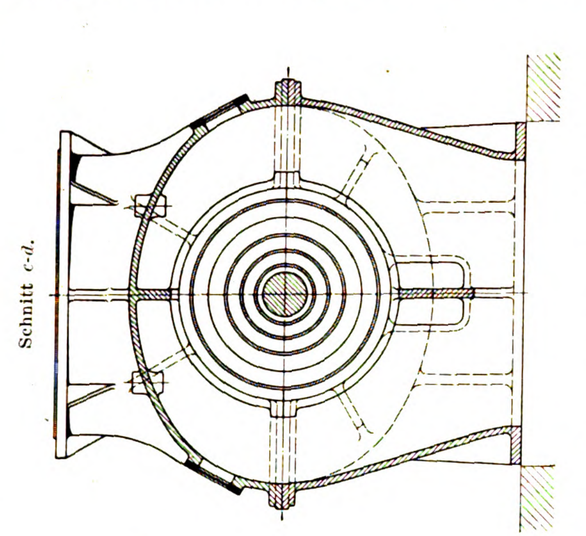
Fig. 3 bis 5. Turbinengebläse.

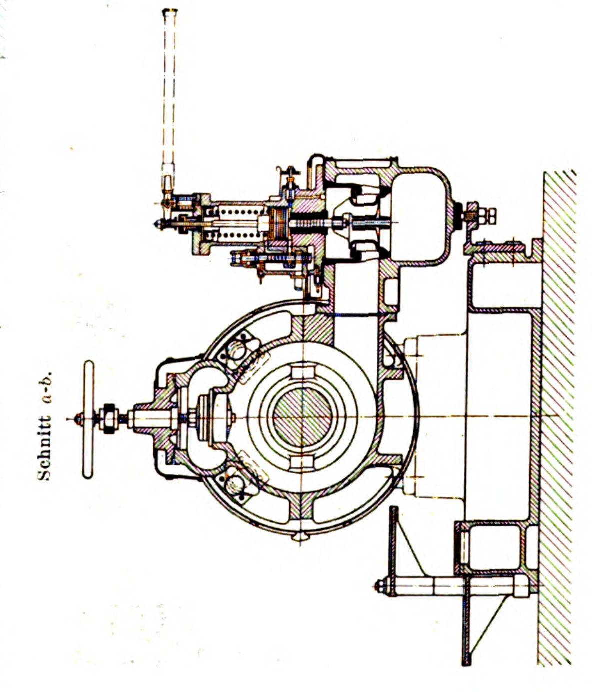
2350 als auch bei 3400 Uml./min beherrscht werden. In Fig. 9 ist die Regleranordnung wiedergegeben.

Die Turbinenachse treibt mittels Schneckenübersetzung eine senkrechte Spindel, die aufs sorgfältigste in einem Kammlager geführt ist. Diese Spindel trägt den Federregler allereinfachster Bauart. Die beiden Enden der walzenförmigen Schwunggewichte sind je durch eine Schraubenfeder miteinander verbunden. Zum Antrieb der Reglerhülse dienen einfache Winkelhebel und Rollen. Die Hülse enthält zwei Ringnuten; in der einen liegt der Verbindungshebel zur Geschwindigkeitsverstellung, in die andre greift der Schwinghebel der Dampfsteuerung ein. Die Geschwindigkeitsverstellung besteht in einer Federwage und ist mit einem Oelkatarakt verbunden.

Die ganze Konstruktion bietet das Möglichste an Einfachheit; alle beweglichen Teile können von einer ringförmigen Nut im Deckel des Reglergehäuses aus geschmiert werden, so daß alle Bedingungen für einen soliden Dauerbetrieb gegeben sind.

Am Schneckenrad selbst bemerkt man noch einen zweiten Regler. Es ist dies ein labiler Gewichtregler, der erst bei einer durch Belastungsgewicht bedingten Steigerung der Umlaufzahl anspricht. Die dann ausfliegenden Pendel drehen eine Schnecke und lösen so mittels entsprechender Uebersetzung das Absperrventil aus. Wir haben also den bei allen Turbinen vorhandenen Sicherheitsregler vor uns. Am oberen Ende treibt die Reglerspindel noch ein Tachometer; das untere Ende betätigt mit Hülfe einer Klauenkupplung die Oelpumpe, die als umlaufende Kolbenpumpe ausgeführt ist.





Alle für den Betrieb der Dampfturbine notwendigen Ventile, Armaturen und Meßgeräte, die gesamte Oelleitung und die Oelkühler sind übersichtlich um die Maschine verteilt, so daß der bedienende Mann die ganze Turbine sozusagen mit einem Blick umfassen kann.

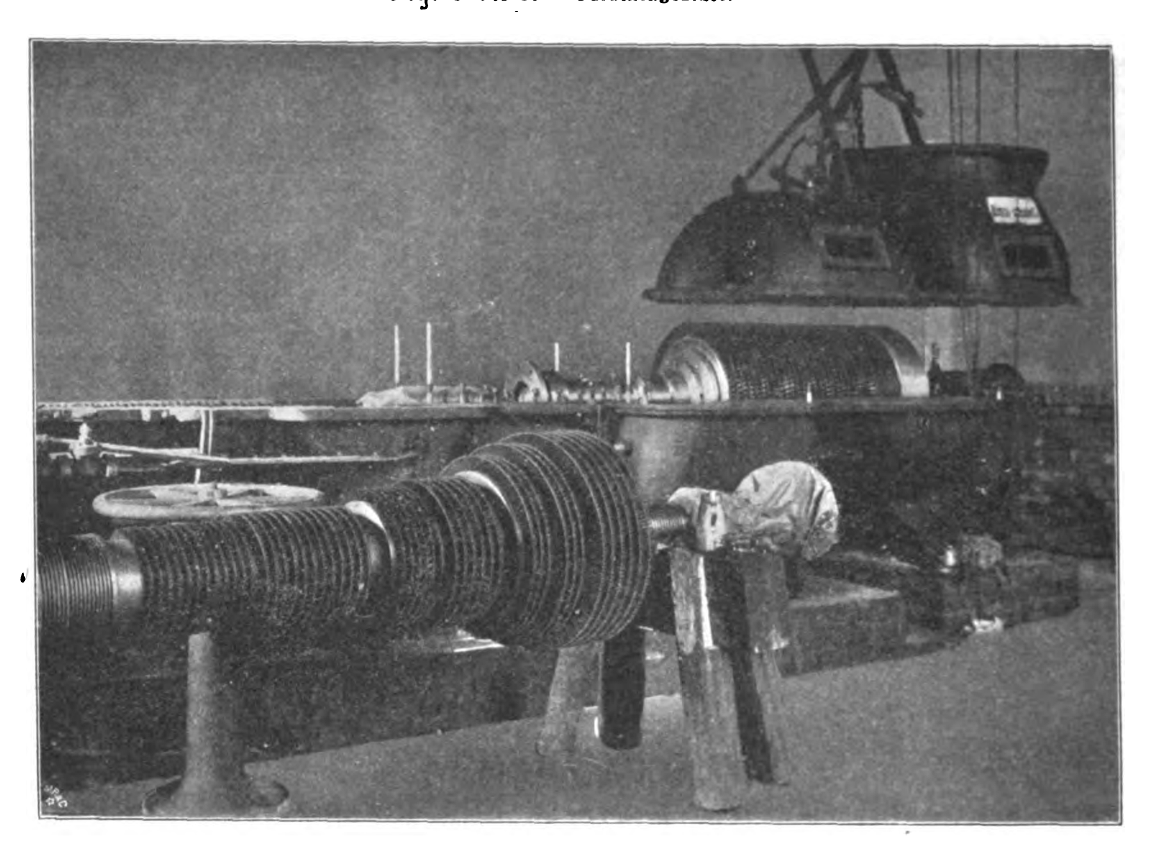
Die Oberflächen-Kondensationsanlage besteht aus einem schmiedeisernen Kondensator, in welchem das Kühlwasser durch Messingrohre fließt, einer Kreiselpumpe, die unmittelbar mit dem Antriebmotor gekuppelt ist, und einer trockenen Schieberluftpumpe, verbunden mit einer Warmwasserpumpe, welche das Kondensat abzieht und in das Kesselhaus befördert. Die beiden letzteren Pumpen werden von der als Riemenscheibe ausgebildeten Kupplung des Antriebmotors aus in Bewegung gesetzt.

Um den Betrieb unter allen Umständen aufrecht zu erhalten, ist die Dampfturbine so bemessen, daß sie die Leistung auch bei Auspuff liefern kann. Die Auspuffleitung zweigt oberhalb des unmittelbar vor den Kondensator geschalteten Schiebers von der Abdampfleitung der Turbine ab und ist durch eine vom Vakuum festgesogene Klappe gegen die Außenluft abgeschlossen. Die Klappe öffnet sich selbsttätig, sobald aus irgend einem Grunde die Kondensation versagt.

Dieser Fall kam bei der Inbetriebsetzung wiederholt vor, indem sich einmal der neue Riemen längte, ein andres Mal die zu schwachen Sicherungen des Antriebmotors durchbrannten. Das Umschalten auf Auspuff vollzog sich, ohne daß irgend etwas am Laufe des Gebläses zu merken war; nur die Manometer zeigten den Verlust des Vakuums und die erhöhte Beanspruchung der Dampfturbine an. Es ist dies ein Vorgang, der in der ausgezeichneten Arbeitsweise der Dampfturbine als kreisender Maschine begründet und schon oft lobend hervorgehoben ist.

Da sich die Dampfturbine solchergestalt tatsächlich selbst bedient, sich selbsttätig schmiert und sich in gleicher Weise den veränderten Betriebsverhältnissen anschmiegt, so bleibt dem Wärter nur die Beobachtung der vom Hochofen kommenden Signale übrig, um danach am Handrade der Geschwindigkeitsverstellung die passende Umlaufzahl einzustellen. Somit bietet gerade die Dampfturbine eine äußerst praktische Antriebmaschine für das Gebläse.

Fig. 6 bis 8. Turbinengebläse.



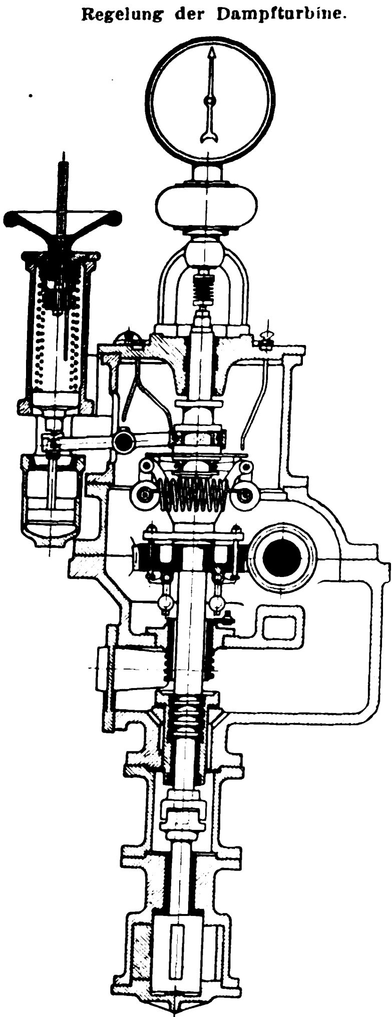
In der Tat haben sich die Maschinisten der Kolbengebläse in kürzester Zeit mit der Neuerung befreundet, während sie ihr im Anfange mit dem größten Mißtrauen gegenüberstanden.

Das Gebläse selbst, Fig. 3 und 5, besteht aus einer Reihe vielschaufeliger Ventilatoren, die hintereinander geschaltet sind. Besondere Leitvorrichtungen stellen die Verbindungen her. Jedes Laufrad ist aus einer Scheibe aus Panzerblech gebildet, die an ihrem Umfang in schwalbenschwanzförmig ausgeschnittener Nut die stählernen Schaufeln trägt. Alle diese Scheiben sitzen, warm aufgezogen, auf einer aus bestem Stahl voll geschmiedeten Welle, die in 2 Büchsenlagern der bekannten Parsonsschen Bauart gelagert ist.

An dem der Dampfturbine zugekehrten Ende trägt diese Welle eine Klauenkupplung, an dem äußeren Ende ein Kammlager. Der axiale Schub, hervorgerufen durch den Druck der Luft auf die schrägen Schaufelflächen, ist durch eine Kolbenfläche am Druckende der Spindel, also innerhalb der Spindelkonstruktion selbst, aufgehoben. Tatsächlich ist am Kammlager nur ein Druck von wenigen Kilogrammem festgestellt worden. Die Leitvorrichtungen sind aus einer Anzahl metallener Schaufeln gebildet, sitzen in ringförmigen Nuten des Gebläsezylinders und reichen mit geringem Spiel bis an die Gebläsespindel heran. Die Länge der Schaufeln ist entsprechend der Volumenänderung der Luft dreifach abgestuft, und zwar sitzen an der Eintrittstelle die längsten, an der Austrittstelle die kürzesten Schaufeln.

Fig. 9.

Regelung der Dampfturbine.



Der Gebläsekörper, Fig. 3, 5, 7 und 8, besteht aus dem zylindrischen Teil, der die Laufräder umschließt, und den in den einfachsten und zweckmäßigsten Formen ausgebildeten Anschlüssen für Lufteintritt und -austritt; zugleich schließt er die Lagerkörper in sich. In dem der Dampfturbine zugekehrten Teil ist der Zylinder als Grundplatte für diese ausgebildet und ruht mit breiter Fläche auf dem Betonsockel, mit dem er vergossen, jedoch nicht verschraubt ist. Der von der Dampfturbine abgewandte Teil des Zylinders stützt sich auf eine Rutschplatte, so daß sich die Wärmedehnung frei äußern kann.

Da der Gebläsezylinder unmittelbar die Windleitung zu tragen hat und mit Kolbengebläsen parallel arbeiten soll, war es geboten, darauf zu achten, daß sich die aus dem absetzenden Blasen entstehenden Erschütterungen der Windleitung nicht auf den Gebläsezylinder übertragen können. Demgemäß ist ein Teil der Windleitung nahe dem Kreiselgebläse aus Gußeisen hergestellt und kräftig in einen Mauerpfeiler verankert. Ebenso ist ein wirksames Ausdehnungsstück in die Leitung eingeschaltet. In der Tat haben sich diese Mittel als vollkommen ausreichend erwiesen.

Der ganz erschütterungsfreie Lauf des Gebläses muß als ein besonderer Vorzug dieser Ausführung hervorgehoben werden, umsomehr als er es war, der der Bedienungsmannschaft jede Furcht vor der ihnen durch ihre hohe Umlaufzahl so unheimlichen Maschine nahm.

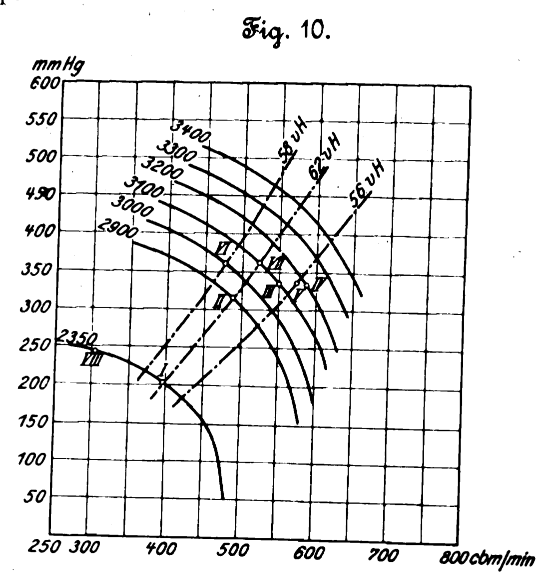
Als besonderes Kennzeichen für die vorzügliche Werkstättentechnik der ausführenden Maschinenfabrik sei nochmals die Aufstellung der Gebläseturbine auf freier Decke erwähnt, eine Anordnung, die auch die geringsten Erzitterungen in erschreckender Form vergrößert hätte.

Die beiden Spindellager des Gebläses und des Kammlagers werden zusammen mit denen der Dampfturbine von derselben Oelpumpe geschmiert. Das aus den Lagern zurückfließende Oel sammelt sich in der Grundplatte, von wo es die Pumpe wieder aufnimmt und durch einen Röhrenkühler den Lagern zuführt. Die Pressung des Oeles beträgt 1 at, die Oeltemperatur 42° C.

Wie aus der Beschreibung hervorgeht, stellt das Gebläse an die Wartung überhaupt keine Anforderung. Der Wegfall der Stopfbüchsen und der abdichtenden Kolbenringe bringt wesentliche Vorteile mit sich; ausschlaggebend aber ist der Wegfall der Gebläse-Saug- und Druckventile, die seit jeher Schmerzenskinder des konstruierenden und in besonderem Maße auch des betriebsführenden Ingenieurs gewesen sind.

Betrachten wir nun die Wirkungsweise des Gebläses, so finden wir am leichtesten ein Seitenstück in der Kreiselpumpe.

Fig. 10.



Liefermenge und Pressung schwanken mit der Umlaufzahl. In Fig. 10, deren Abszissen die Liefermenge in cbm/min, deren Ordinaten die Pressung in mm Quecksilbersäule bedeuten, sind Kurven gleicher Umlaufzahl eingetragen. Die bezeichneten Punkte sind Aufnahmen aus dem praktischen Betrieb. Die strichpunktierten Linien stellen Kurven gleichen »Wirkungsgrades« vor; sie laufen senkrecht zu den Kurven gleicher Umlaufzahl. Verfolgen wir die Kurven gleichen Wirkungsgrades, so können wir folgende Gesetzmäßigkeit nachweisen:

1) Aendert sich die Umlaufzahl bei gleichbleibender Pressung, so ändert sich die Liefermenge in gleichem Verhältnis, oder

$$Q_1 : Q_2 = n_1 : n_2.$$

2) Aendern sich bei gleicher Liefermenge Umlaufzahl und Pressung, so verhalten sich die Umlaufzahlen wie die Quadratwurzeln aus den Pressungen:

$$n_1 : n_2 = \sqrt{p_1} : \sqrt{p_2}.$$

Aus den Kurven gleicher Umlaufzahl sehen wir, daß jeder beliebigen Umlaufzahl eine bestimmte größte Pressung entspricht, über die es kein Hinaus gibt. Darin liegt für den praktischen Betrieb eine gewisse Beruhigung. Nehmen wir den Fall des Gichtstürzens, wo am Ofen der Wind abgesperrt wird. Beim Kolbengebläse muß jetzt, damit es nicht stillstehen bleibt, sofort die Umlaufzahl heruntergesetzt werden. Beim Turbinengebläse steigt der Winddruck in der geschlos-

senen Leitung auf seinen höchsten Wert, dann läuft das Gebläse in der gepreßten Luft leer, um, sobald am Ofen wieder Luft verlangt wird, sofort wieder die Förderung aufzunehmen. Man kann also das Gebläse auch ohne jede Aengstlichkeit im Betriebe belassen.

Nun noch einige Worte über den oben verwendeten Ausdruck »Wirkungsgrad«. Die Kompression der Luft im Gebläse wird weder das Gesetz einer reinen Adiabate noch das einer Isotherme befolgen. Da kein Kühlmantel vorhanden ist und auch die Strahlungsverluste infolge der großen Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Verschaufelung gejagt wird, nicht bedeutend sein können, werden wir uns für diesen besondern Fall als idealen Vorgang die adiabatische Verdichtung denken können. Diese bringt eine ganz gesetzmäßige Temperaturerhöhung mit sich, die nach folgender Formel leicht zu berechnen ist:

$$\tau = T_2 - T_1 \text{ und } T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{x-1};$$

da die Pressungen gemessen werden, ist noch das Verhältnis zu beachten:

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^x = \frac{p_2}{p_1}.$$

In allen diesen Formeln wird für den Exponenten x der Wert 1,41 zu nehmen sein.

Die wirkliche Temperaturerhöhung τ_1 wird selbstverständlich höher als τ sein, da wir ja im Gebläse außer der Kompression der Luft auch noch die Beschleunigungsarbeit von kleiner auf große Geschwindigkeit, die Reibungsarbeiten, welche durch die Fortbewegung der Luft an den Schaufelflächen und Zylinderwänden sowie durch die Richtungsänderung innerhalb der Verschaufelung entstehen, und endlich die Fortbewegung der Luftsäule in der Windleitung leisten müssen.

Die Zahl $\eta_{th} = \frac{100\,\tau}{\tau_1}$ gibt nun in Prozenten den thermischen Effekt des Gebläses an, und dies ist der von mir als »Wirkungsgrad« bezeichnete Wert.

Für unsern Fall erhielten wir 56 bis 62 vH thermischen Wirkungsgrad. Doch möchte ich für die Beurteilung dieser Art von Maschinen, namentlich wenn es sich um verschiedene Bauarten handelt, die Verwendung eines andern Begriffes als Wirkungsgrad vorschlagen.

Durch den vorliegenden Kompressionsvorgang hat die Luft eine Temperaturerhöhung um τ_1 °C erfahren; somit hat jedes Kilogramm der komprimierten Luft $\tau_1 c_v$ WE zur Vergrößerung seiner inneren Energie aufgenommen, und zwar muß diese Wärmemenge unmittelbar durch mechanische Arbeit erzeugt worden sein. Wir erhalten in dem Werte $426\,\tau_1 c_v$ diejenige ideale mechanische Arbeit, die wir für den Kompressionsvorgang hätten aufwenden müssen, wenn der Wirkungsgrad des Gebläses 100 vH betrüge. Ich will diese Arbeit mit dem Ausdrucke Luftpferde bezeichnen. Die von der Dampfturbine aufgewendete effektive Arbeitsleistung wird diesen Wert übersteigen, und der »mechanische Wirkungsgrad« des Gebläses wäre dann durch den Vergleich der Luftpferde mit der effektiven Arbeitsleistung der Dampfturbine gegeben.

Mir liegen Ergebnisse von englischen Versuchen an einem Turbinengebläse zur Hand, das von einem Elektromotor angetrieben wurde; daran lassen sich die obigen Zahlen sehr schön verfolgen. Dieses Gebläse saugte 102 cbm/min Luft an und brachte sie auf 0,82 kg/qcm Pressung. Die Temperatur am Beginn der Kompression war 13,9° C, am Ende derselben aber 107° C; somit

$$\tau_1 = 93{,}1° \text{ C}.$$

Jedes Kilogramm Luft nahm auf an Wärme:

$$93{,}1 \cdot 0{,}1684 = 15{,}7 \text{ WE};$$

diese aber stellen einen Arbeitswert von

$$426 \cdot 15{,}7 = 6688{,}2 \text{ mkg}$$

dar. Nehmen wir das spezifische Volumen der Luft mit 0,77 cbm/kg an, so erhalten wir die in der gesamten Luftmenge steckenden Luftpferde mit

$$PS_L = \frac{6688{,}2 \cdot 102}{0{,}77 \cdot 75 \cdot 60} = 197.$$

Die aufgenommene elektrische Energie in PS beträgt aber 270 PS. Nehmen wir nun den Nutzeffekt des Elektromotors mit 90 vH an, so erhalten wir die an das Gebläse abgegebene Arbeit mit 242 PS, und diese Leistung im Vergleich zu den Luftpferden gibt uns einen mechanischen Wirkungsgrad von 81 vH. Rechnen wir für dieselbe Maschine den thermischen Wirkungsgrad aus, so erhalten wir die Zahl 56 vH.

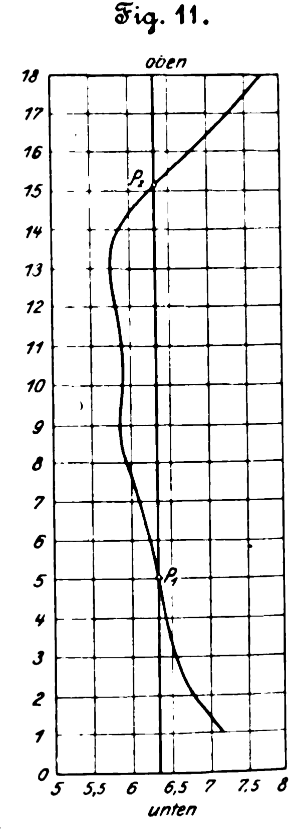
Die Zahl 56 vH kennzeichnet die Abweichung des im Gebläse vor sich gehenden Kompressionsvorganges von der idealen Adiabate. Vergleichen wir nun zwei verschiedene Bauarten von Kreiselgebläsen, von denen das eine mit Kühlmantel ausgerüstet, das andre ohne einen solchen ist, auf dieser Grundlage, so müßte das erste dem zweiten überlegen erscheinen, ohne es in Wirklichkeit in dem Maße zu sein. Nehmen wir aber den Kompressionsvorgang, wie ihn uns die umlaufende Maschine bietet, und suchen wir einen Vergleich zwischen der physikalisch notwendigen und der tatsächlich gelieferten mechanischen Energie, so werden wir ein praktisches Urteil über den Lauf und die Bauart dieses Gebläses erlangen.

Unter den verschiedenen mit dem Gebläse vorgenommenen Versuchen möchte ich die Uebergabeversuche näher beschreiben, da die Luftmessung einiges Interesse bieten dürfte.

Das Gebläse war am 1. Dezember 1906 auf den Hochofen geschaltet worden, und die maßgebenden Versuche fanden am 12. Februar 1907 statt[1]).

Da es sich darum handelte, die angesaugte Luftmenge zu bestimmen, wurde in der ungefähr 7 m langen geraden hölzernen Lutte von gleichem Querschnitt eine passende Stelle gewählt, ungefähr $1^1/_2$ m von der Einmündung in das Gebläse entfernt, und hier die mittlere Geschwindigkeit ermittelt. Mir stand dazu ein Aerometer, ein Flügelradinstrument von Max Rosenthal in Dresden, zur Verfügung.

Fig. 11.



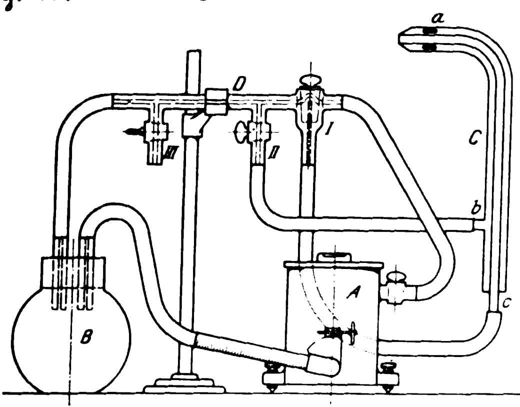
Um die Abweichungen der Luftgeschwindigkeit in der 1 m weiten Rohrleitung möglichst genau zu ermitteln, bestimmte ich die Geschwindigkeit, von unten nach oben fortschreitend, in 18 Punkten, die in gleichen Abständen auf einander folgten, und trug eine entsprechende Kurve auf; sie ist in Fig. 11 wiedergegeben, in die auch der durch Flächenintegration gewonnene Mittelwert eingetragen ist. Diese Kurve zeigt deutlich, wie die Luftgeschwindigkeit gegen die obere und die untere Wand der Rohre, besonders nach oben hin, zunimmt. Die Messungen konnten aber nicht befriedigen, da zur Ablesung aller 18 Punkte so viel Zeit notwendig war, daß es nicht gelingen wollte, für alle Punkte gleiche Betriebsverhältnisse des Gebläses zu erhalten.

Aus diesem Grunde wurde zur Messung der Geschwindigkeit mit Hülfe der Pitotschen Röhre gegriffen. Eine solche wurde eigens für diesen Zweck aus 2 Messingröhren von 4 und 10 mm lichter Weite hergestellt, indem die schwächere in die stärkere eingeschoben und festgelegt wurde. Bei *a*, Fig. 12, befand sich eine Anzahl länglicher Schlitze. Der Stutzen *b* wurde zur Messung des statischen, der Stutzen *c* aber zur Messung des dynamischen Druckes verwendet. Beide Drücke wurden unmittelbar durch Alkohol ausgewogen.

[1]) Es sei mir hier gestattet, Hrn. Peter Ritter von Mertens, Laboratoriumsleiter der Oesterreichischen Berg- und Hüttenwerks-Gesellschaft in Teschen, meinen aufrichtigen Dank für die Unterstützung auszusprechen, welche er mir bei der schwierigen Luftmessung angedeihen ließ.

Die Einrichtung, die zu diesem Zwecke benutzt wurde, rührt von R. Fueß in Steglitz bei Berlin her. Fig. 12 gibt ein Schaltungsschema dieser Vorrichtung wieder. A ist die Dose, ein wärmedicht eingehülltes Metallgefäß von genau bestimmtem lichtem Querschnitt für die Aufnahme des Alkohols. Die Füllung kann an einem verstellbaren Mikrometerrohr, das Millimeterteilung trägt, abgelesen werden. Die Dose A ruht auf 3 Schrauben und kann mittels Libelle genau wagerecht eingestellt werden. B ist ein Windkessel, der vor das Mikrometerrohr geschaltet ist. C ist die Pitotsche Röhre mit der schon gekennzeichneten Einrichtung zum Messen des statischen und des dynamischen Druckes, D ein gläsernes Verteilrohr mit drei ebensolchen Hähnen. Hahn I, ein Dreiwegehahn, stellt die Verbindung der Dose mit dem

Fig. 12. Einrichtung zum Messen der Luftgeschwindigkeit.



statischen Druck her, so wie gezeichnet, und schaltet in der zweiten Stellung den dynamischen Druck auf die Dose. Hahn II ermöglicht die Schaltung des statischen Druckes, Hahn III die Schaltung der Luftpressung.

Der Berechnung der Luftgeschwindigkeit aus der Geschwindigkeitshöhe liegt die bekannte Formel

$$c = \sqrt{2g\frac{h}{\gamma}} = 4{,}429\sqrt{\frac{h}{\gamma}}$$

zugrunde, wobei c die Geschwindigkeit in m/sk, h die theoretische Geschwindigkeitshöhe in mm Wassersäule und γ das Gewicht von 1 cbm Luft in kg bedeutet. Die theoretische Geschwindigkeitshöhe wäre nun aus dem Unterschied des dynamischen und des statischen Druckes zu erhalten, ist also das, was wir den Pitot-Druck nennen, natürlich wenn er in mm Wassersäule ausgerechnet worden ist.

Auf den Pitot-Druck umgeschrieben lautet die Formel:

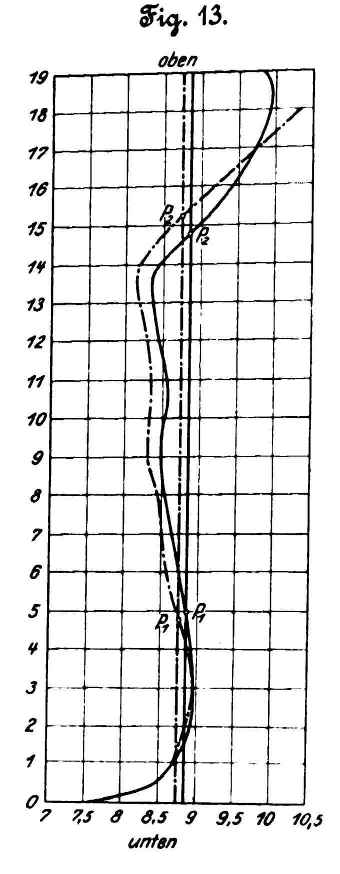
$$c = K\sqrt{\frac{P}{\gamma}},$$

und es muß der Koeffizient K für das betreffende Rohr erst gewählt werden. Wir haben hier auf die Versuche von Althans zurückgegriffen; dieser fand für ein Pitot-Rohr von 10 mm l. W. $K = 4{,}265$. Unsre Formel lautet somit:

$$c = 4{,}265\sqrt{\frac{P}{\gamma}}.$$

Wir kommen nun zur Eichung der Meßvorrichtung. Nachdem eine bestimmte Neigung für das Mikrometerrohr der Dose angenommen und dieses festgestellt worden ist, wird eine beliebige Menge Alkohol in die Dose geschüttet und dadurch der Nullpunkt der Messungen bestimmt. Es möge der Alkohol im Mikrometerrohr am Skalenteil 20,5 mm stehen. Nun wird eine genau bestimmte Menge, sagen wir von 20 ccm Alkohol, zugeschüttet, und die Flüssigkeit im Mikrometerrohr steigt bis zum Skalenteil 51. Somit bedeuten 30,5 mm an der Skala ein Alkoholgewicht von 20 ccm. Da aber der lichte Querschnitt der Dose genau bekannt, und zwar = 7854 qmm ist, so stellen die 20 ccm Alkohol eine spezifische Flüssigkeitssäule von 2,5465 mm Alkohol vor, und da endlich das spezifische Gewicht dieses Alkohols gegen Wasser gleicher Temperatur 0,816 beträgt, so ist in den 30,5 Skalenteilen am Mikrometerrohr eine Wassersäule von 2,078 mm ausgewogen. Es stellt somit jedes Millimeter an der Skala eine Wassersäulenhöhe von 0,068 mm dar.

Fig. 13.



Nachdem die Vorrichtung solchergestalt geeicht worden war, wurden die 18 Punkte der Aerometermessung in rascher Folge viermal aufgenommen. Da man mit der Röhre viel näher an die Wände kommen konnte, wurden noch zwei Punkte 0 und 19 hinzugefügt. Ich gebe die Ablesungen in der folgenden Zahlentafel wieder. Da die Geschwindigkeit von der Quadratwurzel des Pitotschen Druckes abhängig ist, wurde aus den Quadratwurzeln der Mittelwerte eine Kurve gebildet, die in Fig. 13 dargestellt ist.

Zahlentafel der Geschwindigkeitsmessung.

Punkt	statischer Druck	dynamischer Druck					Pitot-Druck P	$\sqrt{P}$	statischer Druck	dynamischer Druck					Pitot-Druck	$\sqrt{P}$
		I	II	III	IV	Mittel				I	II	III	IV	Mittel		
0	21	—	—	—	—	—	—	—	21	81	80	70	76	76,75	55,75	7,46
1	21	96	100	97	96	97,25	76,25	8,73	21	99	97	98	93	96,75	75,75	8,7
2	21	98	103	99	97	99,25	78,25	8,84	21	100	102	102	97	100,25	79,25	8,9
3	21	97	102	105	99	100,75	79,75	8,93	21	101	103	102	98	101	80	8,94
4	21	94	102	105	100	100,25	79,25	8,9	21	98	103	101	97	99,75	78,75	8,87
5	21	93	96	104	99	98	77	8,77	21	96	102	98	98	98,50	77,5	8,8
6	21	91,5	95	92	99	94,37	73,37	8,56	21	95	100	97	98	97,75	76,75	8,75
7	21	93	94	92	95	93,5	72,5	8,51	21	95	96	98	93	95,50	74,5	8,63
8	21	93	93	92	93	92,8	71,8	8,47	21	98	92	96	92	94,50	73,5	8,56
9	21	87	89	92	92	90	69	8,3	21	93	93	94	91	92,75	71,75	8,46
10	21	88	90	92	91	90,25	69,25	8,31	21	93	96	94	91	93,50	72,5	8,51
11	21	88	91	92	91	90,5	69,5	8,33	21	93	94	93	98	94,25	73,25	8,55
12	21	89	88	91	91	89,75	68,75	8,28	21	89	95	93	95	93	72	8,47
13	21	86	90	87	90	88,25	67,25	8,2	21	89	94	90	92	91,25	70,25	8,38
14	21	84	93	85	93	88,75	67,75	8,23	21	87	93	93	96	92,25	71,25	8,44
15	21	95	98	92	95	95	74	8,6	21	104	100	101	103	102	81	9,00
16	21	110	107	108	114	109,75	88,75	9,41	21	109	107	111	106	108,25	87,25	9,34
17	21	114	115	107	115	112,75	91,75	9,56	21	114	114	117	110	113,75	92,75	9,62
18	21	123	121	118	125	121,75	100,75	10,35	21	118	120	121	120	119,75	98,75	9,93
19	21	—	—	—	—	—	—	—	21	125	117	95	130	116,75	95,75	9,78

Diese Kurven zeigen ganz dieselbe Gesetzmäßigkeit in der Aenderung der Luftgeschwindigkeit wie die Aerometerkurve. Nur lassen sie genauer das Abflauen der Geschwindigkeit in der unmittelbaren Nähe der Wand erkennen. Die mittlere Geschwindigkeit aber liegt hier wie dort in der Nähe der Punkte 5 und 15.

Für die Geschwindigkeitsberechnung war auch noch die genaue Bestimmung des spezifischen Gewichtes der Luft notwendig. Mittels Psychrometers wurde der Feuchtigkeitsgehalt der Luft ermitttelt, und es ergab sich ein Wassergehalt von 3,3 g oder 0,004 cbm Wasser auf 1 cbm Luft. Die letztere besteht demnach aus

0,996 cbm Luft und 0,004 cbm Wasser.

Das spezifische Gewicht von Luft bei 0° C und 760 mm Barometerstand ist gleich 1,2895, das von Wasser gleich 0,804; somit haben wir in 1 cbm obiger Luft

$$0{,}996 \times 1{,}285 = 1{,}2843 \text{ kg Luft}$$

und

$$0{,}004 \times 0{,}804 = 0{,}0032 \text{ » Wasser,}$$

oder 1 cbm Luft wiegt bei 0° C und 760 mm Barometerstand 1,2875 kg.

Während des Versuches herrschte ein Barometerstand von 740 mm, und die Temperatur der Luft betrug 1,066° C; somit:

$$v_0 = \frac{v \cdot 740}{760\,(1 + 0{,}00366\,t)} = 0{,}977\,v,$$

oder

$$\gamma = \frac{1{,}2875}{0{,}977} = 1{,}318 \text{ kg.}$$

Beim Versuche selbst wurde das Pitotsche Rohr ein für allemal fest auf den Punkt 5 eingestellt und alle $2^1/_2$ Minuten abgelesen.

Der Dampfverbrauch wurde in einfacher Weise durch Messung des von der Kondensatpumpe geförderten Wassers in geeichten Gefäßen bestimmt, welche mit Hülfe von Wechselhähnen abwechselnd gefüllt wurden. In Zeiträumen von 5 zu 5 Minuten wurden Dampfspannung, Umlaufzahl und Windpressung abgelesen sowie die Thermometeranzeigen vermerkt.

Durch 4 Stunden wurden so die Daten gesammelt, deren Mittelwerte ich hier angebe:

Dampfdruck am Absperrventil der Turbine	8,41 at abs.
Dampftemperatur am Absperrventil der Turbine	168 °C
Kondensatorspannung	0,045 at abs.
Uml./min	3170,3
Windpressung	336,66 mm Hg
Windmenge	578,65 cbm/min
Temperaturerhöhung τ_1	58,76 °C
Dampfverbrauch in der Stunde	5348,71 kg.

Wenn wir in der oben beschriebenen Weise verfahren, um die Wirkungsgrade des Gebläses für diesen besondern Lauf auszurechnen, so erhalten wir folgende Werte:

Die Temperaturerhöhung für adiabatische Kompression beträgt

$$\tau = 33{,}2^0 \text{ C,}$$

der thermische Wirkungsgrad somit:

$$\eta_{the} = \frac{3320}{58{,}76} = 56{,}5 \text{ vH.}$$

Jedes Kilogramm Luft nimmt auf an Wärme:

$$58{,}76 \cdot 0{,}1684 = 10 \text{ WE,}$$

die einen Arbeitswert darstellen von

$$426 \times 10 = 4260 \text{ mkg.}$$

Das spezifische Volumen der Luft ist 0,76 cbm/kg; demnach die Anzahl der Luftpferde:

$$\frac{4260 \cdot 578{,}65}{0{,}76 \cdot 75 \cdot 60} = 717{,}5 \text{ PS}_L.$$

Den mechanischen Wirkungsgrad mit 85 vH angenommen, erhalten wir die effektive Turbinenleistung mit 842 PS_e.

Somit stellt sich der Dampfverbrauch für 1 PS_L auf 7,45 und für 1 PS_e an der Turbinenwelle auf 6,35 kg/st — ein Wert, der bei dem in Verwendung stehenden gesättigten Dampf ein beredtes Zeugnis für die Güte der Dampfturbine abgibt.

Betrachten wir nun zum Vergleich dieselben Zahlen für das Kolbengebläse. Vorauszuschicken wäre, daß die Gebläsemaschine im Anfang des Jahres 1905 in Betrieb genommen worden war. Die Versuche erstreckten sich auf Indizierungen und Dampfmessungen während der Dauer von 5 Stunden.

Die Ergebnisse waren folgende:

mittlere indizierte Leistung	588 PS_i
» Umlaufzahl	39
» Pressung	345 mm Hg
Dampfverbrauch in der Stunde	5880 kg.

Die Dampfverhältnisse sind die gleichen wie beim Turbinengebläse, da beide Maschinen an einer und derselben Dampfleitung hängen.

Die Temperaturerhöhung ist $\tau_1 = 33{,}2^0$ C.

Die angesaugte Luftmenge muß aus den Abmessungen der Gebläsezylinder unter Annahme des volumetrischen Wirkungsgrades berechnet werden. Dieser sei = 90 vH gesetzt. Die wirksame Kolbenfläche ist 2,955 qm, der Kolbenhub 1,3 m und somit die Luftmenge

$$Q = 2{,}95 \cdot 1{,}3 \cdot 4 \cdot 39 \cdot 0{,}9 = 540 \text{ cbm/min.}$$

Außer dieser Gebläsemaschine möchte ich noch eine derselben Größe zum Vergleich stellen. Alle Daten für diese Maschine sind dem Buche Iherings entnommen. Die Gebläsemaschine ist ebenfalls eine Verbund-Ventilmaschine mit Kondensation und hat folgende Abmessungen:

Dmr. des Hochdruckzylinders	900 mm
Niederdruckzylinders	1380 »
» der Windzylinder	1950 »
gemeinsamer Hub	1400 »
die wirksame Fläche im Gebläsezylinder beträgt	2,9515 qm

Es betrug nun:

die mittlere indizierte Leistung an der Dampfmaschine	637,92 PS
desgl. am Gebläse	547,08 »
die mittlere Umlaufzahl	37,5
» Windpressung	0,37 kg/qcm
Temperaturerhöhung τ_1	28 °C

Die angesaugte Luftmenge muß aus den Abmessungen unter Annahme des volumetrischen Wirkungsgrades von 0,9 berechnet werden:

$$Q = 2{,}95 \cdot 1{,}4 \cdot 4 \cdot 37{,}5 \cdot 0{,}9 = 557{,}6 \text{ cbm/min.}$$

Der Dampfverbrauch ist mit 6,93 kg/PS_i-st angegeben.

Stellen wir nun die drei fast gleich großen Gebläse einander gegenüber und vergleichen den minutlichen Dampfverbrauch für 100 cbm angesaugte Luft bei einer und derselben Pressung, so erhalten wir folgende Werte:

		Turbinengebläse	Kolbengebläse	
			Trzynietz	Hernadthal
minutliche Luftmenge . . .	cbm	578,65	540	557,6
Dampfverbrauch in der Stunde	kg	5348,71	5880	5500
» » » Minute	»	89,5	97,8	92
Pressung	at abs.	1,454	1,466	1,45
minutlicher Dampfverbrauch für 100 cbm Luft . . .	kg	15,45	18,1	16,45

Beim Ersatze der Kolbengebläsemaschinen in Trzynietz durch das Kreiselgebläse hat sich also ein ganz bedeutender Dampfgewinn ergeben, und zwar beträgt er 14,7 vH. Der Betrieb mit dem Turbinengebläse hat sich denn auch sofort im Kesselhaus bemerkbar gemacht. Rechnen wir noch die Ersparnisse an Einrichtungskosten und an Oel und Ausbesserungskosten hinzu, so kommen wir zu einer ansehnlichen Rentabilität des Kreiselgebläses, die ohne Frage auch dieser Maschine einen guten und gesunden Fortschritt im Hüttenbetrieb sichern wird.

Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten (Labyrinthdichtungen).[1]

Von Dr.-Ing. Ernst Becker.

Vorbemerkung.

In der ersten Hälfte des vorigen Jahrhunderts fand Poiseuille auf rein experimentellem Wege das später nach ihm benannte Gesetz über den Strömungswiderstand tropfbarer Flüssigkeiten in Kapillarröhren. Das Gesetz besagt, daß durch ein Kapillarrohr vom lichten Durchmesser $2r$ und der Länge l bei einem Druckgefälle $i = p_1 - p_2$ in der Sekunde eine Flüssigkeitsmenge

$$V = \frac{\pi r^4}{8l} \cdot \frac{i}{\eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

fließt. Vorausgesetzt ist dabei, daß die Geschwindigkeitshöhe und der Widerstand beim Eintritt in das Rohr gegenüber i vernachlässigt werden können. η ist der Koeffizient der inneren Reibung oder die Zähigkeits- (Viskositäts-) Konstante der Flüssigkeit, auch kurz die Zähigkeit. Die Definition von η ergibt sich aus folgender Betrachtung:

Eine unendlich dünne Flüssigkeitsschicht bewege sich geradlinig und parallel zu einer festen Ebene im Abstande x von dieser mit der Geschwindigkeit v, eine Nachbarschicht im Abstande $x+dx$ mit der Geschwindigkeit $v+dv$. In der Berührungsfläche f tritt eine Reibungskraft R auf, deren Größe man setzt:

$$R = \eta f \frac{dv}{dx}.$$

Die Zähigkeit ist abhängig von der Temperatur; bei Flüssigkeiten nimmt sie mit steigender Temperatur rasch ab, bei Gasen nimmt sie dagegen langsam zu; sie ist bei Flüssigkeiten unabhängig vom Druck und bei Gasen unabhängig von der Dichte.

Die Grenzen der Gültigkeit des Poiseuilleschen Gesetzes hat zuerst Osborne Reynolds[2]) durch zahlreiche Versuche bestimmt. Er fand für die »kritische Geschwindigkeit« v_c, bei der das Poiseuillesche Gesetz eben noch galt, für den Rohrdurchmesser D, die Flüssigkeitsdichte γ und die Zähigkeit η die Beziehung

$$\frac{D v_c \gamma}{\eta} = \text{konst.} \infty 2000.$$

Hierin sind D, v_c und η nach dem CGS-System und γ als reine Verhältniszahl (bezogen auf Wasser von 4°) einzuführen. Ueber die Grenzgeschwindigkeit v_c hinaus war der Druckabfall proportional der 1,7ten Potenz der Geschwindigkeit.

Zur besseren Uebersicht über die Beziehungen zwischen Druckabfall i und mittlerer Geschwindigkeit v ist von Reynolds ein logarithmisch-graphisches Verfahren angegeben und benutzt worden. Da im folgenden noch öfter von diesem Verfahren die Rede sein wird, so sei hier eine kurze Erklärung darüber eingefügt. Hat man eine Reihe Versuchswerte i und v und will i als $n$te Potenz von v darstellen, so trägt man über jedem $\log i$ als Abszisse den zugehörigen $\log v$ als Ordinate auf. Der Exponent n, der natürlich nicht konstant zu sein braucht, ergibt sich aus dem Diagramm als reziproker Wert des ersten Differentialquotienten der gefundenen Kurve, d. h. n ist gleich der Kotangente des Winkels, den die geometrische Tangente an die Kurve mit der Abszissenachse bildet. Ist n durchweg oder wenigstens für einen bestimmten Bereich konstant, so ist die Kurve für diesen Bereich eine Gerade, und die geometrische Tangente fällt mit ihr zusammen. Das logarithmische Verfahren hat den großen Vorzug vor der unmittelbaren Aufzeichnung von v über i, daß alle Konstanten herausfallen. Die Konstanten bewirken nur eine Parallelverschiebung der Logarithmenkurve, haben aber keinen Einfluß auf ihre Gestalt.

[1]) Auszug aus einem Bericht, der demnächst in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« erscheinen wird.

[2]) Papers on mechanical and physical subjects, Bd. II S. 51.

I. Das Poiseuillesche Gesetz für einen ringförmigen Spalt.

Das Poiseuillesche Gesetz für zylindrische Rohre hat in der Technik bisher so gut wie keine Bedeutung gehabt, denn bei den technisch verwendeten Leitungsrohren und Geschwindigkeiten befindet man sich fast immer über der Grenzgeschwindigkeit. Dagegen taucht im modernen Maschinenbau, bei Hochdruckzentrifugalpumpen und Dampfturbinen, die Frage nach der Größe der »Rohrreibung« in engen ringförmigen Spalten auf, und hier ist es der Mühe wert, zu untersuchen, ob und wie weit das Poiseuillesche Gesetz anwendbar ist. Es handelt sich um die Labyrinthdichtungen. Eine Labyrinthdichtung ist eine Stopfbüchse, bei der die Abdichtung nicht durch eine Packung, sondern durch äußerste Verminderung des Spieles zwischen Welle und Büchse angestrebt wird. Der so entstehende enge Spalt erhält durch eingedrehte Nuten plötzliche Querschnittserweiterungen, in denen die kinetische Energie der Flüssigkeit ganz oder doch wenigstens zum großen Teile durch Wirbelung vernichtet wird, so daß die abermalige Beschleunigung wieder einen Teil des Druckgefälles aufzehrt. Zuweilen läßt man die Querschnittserweiterungen weg und sucht die nötige Drosselung durch eine große Länge des Labyrinthweges zu erreichen. Der enge Spalt kann axial oder radial verlaufen. Es sollen hier nur die axialen Spalten untersucht werden, d. h. Ringspalten, die von zwei konaxialen Zylindermantelflächen begrenzt werden. Für diesen Fall gibt W. Wien in seiner »Hydrodynamik« die Menge des in der Sekunde ausfließenden Wassers an:

$$V = \frac{\pi (p_1 - p_2)}{8 l \eta} \left\{ r_1^4 - r_2^4 - \frac{(r_1^2 - r_2^2)^2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \right\} \quad . \quad . \quad (2).$$

Die Bezeichnungen sind dieselben wie in Gl. (1); r_1 ist der Halbmesser des äußeren, r_2 des inneren Zylinders. Dieser Ausdruck ist für die Rechnung äußerst unbequem; denn er erfordert für geringe Spaltbreiten mindestens siebenstellige Logarithmen, wenn das Ergebnis nicht ganz ungenau werden soll; für das Rechnen mit einem Rechenschieber ist er unbrauchbar. Außerdem hat er den Nachteil, daß er den Einfluß der Spaltbreite $s = r_1 - r_2$ auf die ausfließende Menge nicht erkennen läßt.

Eine übersichtlichere Gleichung erhält man aus folgender Betrachtung: Man denke sich einen engen, von 2 parallelen Ebenen begrenzten Spalt und dazu ein rechtwinkliges Koordinatensystem, so daß die X-Richtung mit der Strömrichtung zusammenfällt, die Z-Achse in der Richtung der Spaltbreite verläuft und die XY-Ebene in der Mitte der beiden Begrenzungsebenen und parallel zu ihnen liegt. Die Spaltbreite sei s, der Abstand zwischen zwei Punkten in der Strömrichtung, an denen die Drücke p_1 und p_2 herrschen mögen, sei l, und die Ausdehnung des Spaltes in der Y-Richtung, b, sei so groß, daß der Einfluß der schmalen Seitenflächen zunächst vernachlässigt werden kann. Es ergibt sich als beschleunigende Kraft für eine Elementarschicht von der Grundfläche $b\,dz$:

$$b \frac{dp}{dx} dx\,dz,$$

als Reibungskraft an der inneren Seite einer Elementarschicht:

$$\eta\, b\, dx \frac{\partial v}{\partial z},$$

an der äußeren Seite:

$$\eta\, b\, dx \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} dz \right),$$

und daraus als verzögernde Kraft:

$$\eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} b\, dx\, dz.$$

Für den Beharrungszustand muß sein

$$b\frac{dp}{dx}dx\,dz=\eta b\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}dx\,dz$$

oder

$$\frac{dp}{dx}=\eta\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Dazu tritt die Kontinuitätsgleichung in der Form

$$\frac{\partial(\gamma v)}{\partial x}=0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und für Gase die Zustandsgleichung in der Form

$$p=\gamma R T \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Gl. (3) multipliziert man mit γ ergiebt:

$$\gamma\frac{dp}{dx}=\eta\frac{\partial^2(\gamma v)}{\partial z^2}.$$

Nach Gl. (4) ist γv von x unabhängig; man darf also auch setzen:

$$\gamma\frac{dp}{dx}=\eta\frac{d^2(\gamma v)}{dz^2}.$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß die beiden Differentialquotienten konstant sind, und es ergibt sich:

$$p^2=p_1^2-(p_1^2-p_2^2)\frac{x}{l}$$

und

$$\gamma\frac{dp}{dx}=-\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,R\,T}.$$

Weiter ist auch

$$\eta\frac{d^2(\gamma v)}{dz^2}=-\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,R\,T},$$

woraus durch zweimalige Integration folgt:

$$\gamma v=-\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,\eta\,R\,T}\frac{z^2}{2}+Az+B.$$

Die Integrationskonstanten A und B werden durch folgende Beziehungen eliminiert:

Für $z=0$ ist

$$\gamma\frac{\partial v}{\partial z}=0,$$

also $A=0$, und für $z=\frac{s}{2}$ ist $\gamma v=0$, also

$$B=\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,\eta\,R\,T}\frac{s^2}{8}.$$

Daher ist

$$\gamma v=\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,\eta\,R\,T}\left(\frac{s^2}{8}-\frac{z^2}{2}\right)$$

und

$$v=\frac{p_1^2-p_2^2}{2\,l\,\eta\,p}\left(\frac{s^2}{8}-\frac{z^2}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Die letzte Gleichung bedeutet, daß die Endpunkte der Geschwindigkeiten eines Querschnittes auf einem parabolischen Zylinder liegen, dessen Mantellinien parallel der Y-Achse verlaufen. Die in der Sekunde ausfließende Menge ist

$$V=2b\int_0^{s/2}v\,dz=\frac{p_1^2-p_2^2}{24\,l\,\eta\,p}s^3 b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Mißt man die Menge bei einem Druck $p_m=\frac{1}{2}(p_1+p_2)$, so ist

$$V_m=\frac{b\,s^3}{12\,l\,\eta}(p_1-p_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8).$$

Daraus erhält man durch Division mit dem Querschnitt bs die mittlere Geschwindigkeit

$$v_m=\frac{s^2}{12\,l\,\eta}(p_1-p_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Die Gleichungen (8) und (9) gelten auch für tropfbare Flüssigkeiten.

Denkt man sich an Stelle der beiden Begrenzungsebenen zwei konaxiale Zylindermäntel, wodurch übrigens auch die schmalen Seitenflächen wegfallen, so wird man Gl. (8) mit um so größerer Genauigkeit an die Stelle der Wienschen Gleichung (2) setzen können, je kleiner das Verhältnis der Spaltbreite zum mittleren Durchmesser D_m ist. Schon bei $s:D_m=1:10$ ist die Abweichung kleiner als $^1/_{10}$ vH. In Gl. (8) wird

$$b=(r_1+r_2)\pi=D_m\pi.$$

Es ist also

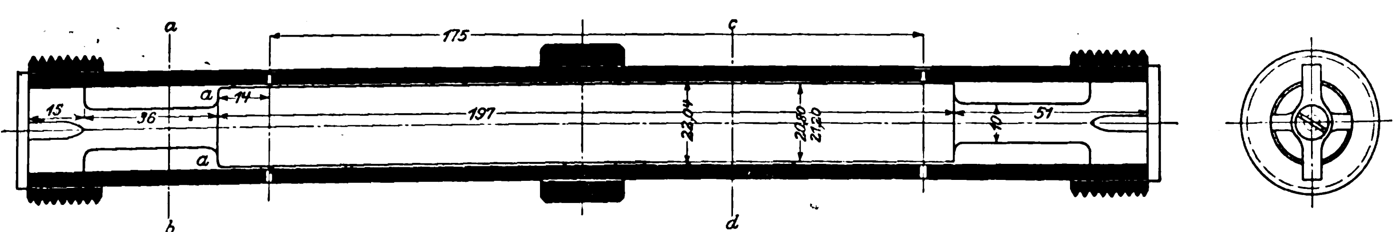
$$V=\frac{D_m\pi s^3}{12\,l}\frac{p_1-p_2}{\eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10).$$

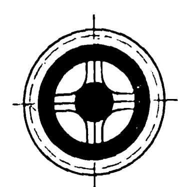
Gl. (9) bleibt für einen ringförmigen Spalt unverändert bestehen.

II. Versuchsanordnung und Ausführung.

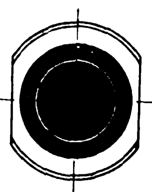
Die Druckhöhe, unter der eine Flüssigkeit aus einem Gefäße durch ein Rohr oder einen Spalt von konstantem Querschnitt in ein andres fließt, setzt sich aus der Geschwindigkeitshöhe und aus der Widerstandshöhe der Rohrreibung zusammen. In dem Falle, wo es bei einer Labyrinthdichtung wegen der geringen Länge des Spaltes nur möglich ist, den gesamten Druckunterschied zwischen je zwei Räumen, die der enge Spalt verbindet, zu messen, bleibt nichts anderes übrig, als die Geschwindigkeitshöhe aus der beobachteten Ausflußmenge rechnerisch zu ermitteln und von dem gesamten Druckunterschied abzuziehen. Darin liegt aber offenbar eine gewisse Unsicherheit, weil in der Regel außer der Geschwindigkeitshöhe noch eine Widerstandshöhe für den Einlauf der Flüssigkeit in das Rohr oder den Spalt abzuziehen ist, die in Teilen der Geschwindigkeitshöhe angegeben wird. Der zugehörige Widerstandskoeffizient ζ_e, der von der Form der Mündung abhängt, müßte erst wieder durch besondere Versuche bestimmt werden. Jedenfalls dürfte eine derartige Labyrinthdichtung nicht besonders dazu geeignet sein, um Versuche über die Gültigkeitsgrenze des Poiseuilleschen Gesetzes und über die »Rohrreibung« in engen Spalten anzustellen. Die Schwierigkeit läßt sich dadurch beseitigen, daß man dem Spalt eine genügende Länge gibt und die Drücke in der Strömung mißt, ähnlich wie es Reynolds bei seinen Versuchen mit Bleirohren getan hat.

Fig. 1 bis 4. Die Versuchseinrichtung.





Schnitt a-b.



Schnitt c-d.

Zu den Versuchen wurde folgende einfache Vorrichtung benutzt:

In ein gezogenes und möglichst genau zylindrisch geschliffenes Messingrohr wurden glatte zylindrische Bolzen von verschiedenem Durchmesser eingesetzt, so daß ein enger, von zwei konzentrischen Zylindermänteln begrenzter Spalt entstand. Die Zentrierung erfolgte ähnlich wie bei Ventilkegeln. Die lichte Weite des Rohres betrug 22,04 mm, die Durchmesser der Bolzen waren 20,80 und 21,20 mm, die Spaltbreiten also 0,62 und 0,42 mm. Die Bolzen waren an der Eintrittseite bei a-a, Fig. 1 bis 4, gut abgerundet. Zur Messung der Drücke im Spalte hatte das Rohr zwei um 175 mm voneinander entfernte Bohrungen von etwa 1 mm Dmr. Besonderer Wert wurde auf eine gute Abrundung der Meßöffnungen gelegt,

da es sich herausgestellt[1]) hat, daß nur gut abgerundete Mündungen den wahren Druck liefern, während scharfkantige oder trichterförmig erweiterte Mündun-

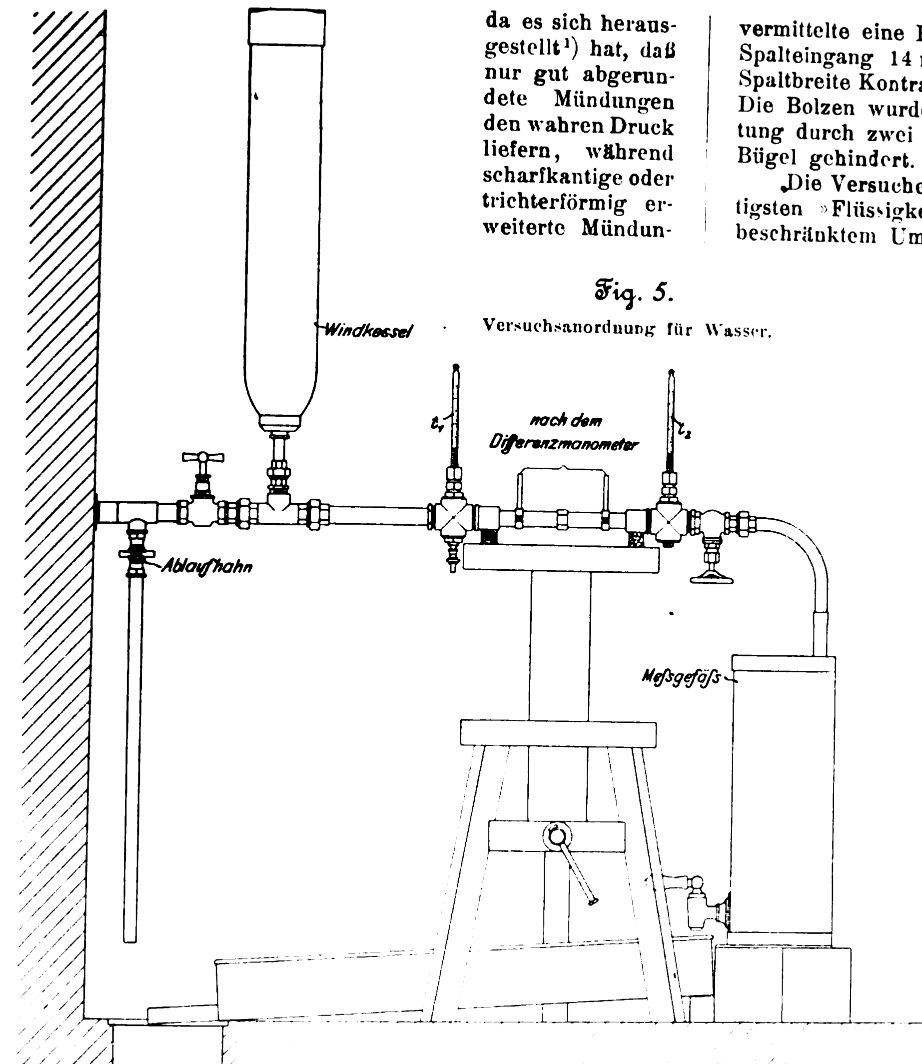


Fig. 5.

Versuchsanordnung für Wasser.

Zahlentafel 1.

$s = 0{,}062$ cm; $F = 0{,}417$ qcm.

Nr.	t_1	t_2	$i = p_1 - p_2$ cm W.-S.	v cm/sk	lg i	lg v
1	8,8	9,0	13,3	17,75	1,1239	1,2492
2	8,8	8,9	26,0	34,54	1,4150	1,5383
3	8,8	8,8	37,7	49,8	1,5763	1,6972
4	8,8	8,8	51,3	67,7	1,7101	1,8306
5	8,8	8,8	66,6	87,4	1,8235	1,9415
6	8,8	8,8	84,2	109,3	1,9253	2,0386
7	8,8	8,8	106,8	137,8	2,0286	2,1392
8	8,8	8,8	131,9	169,0	2,1202	2,2279
9	8,8	8,8	163,3	206,3	2,2130	2,3145
10	8,8	8,8	197,3	245,2	2,2951	2,3895
11	8,8	8,8	245,0	296,8	2,3892	2,4725
12	8,8	8,8	283,5	331,8	2,4522	2,5209
13	8,8	8,8	304,1	347,5	2,4830	2,5410
14	8,8	8,8	334,1	366,0	2,5240	2,5635
15	8,8	8,8	366,9	382,3	2,5645	2,5824
16	8,8	8,8	409,6	404,0	2,6124	2,6064
17	8,8	8,8	449,8	422,1	2,6530	2,6254
18	8,8	8,8	536,5	462,0	2,7296	2,6646
19	8,8	8,8	632,0	501,1	2,8007	2,6999
20	8,8	8,8	777,8	557,4	2,8909	2,7462
21	8,7	8,6	949,3	620	2,9774	2,7924
22	8,6	8,5	1146	685,5	3,0592	2,8360
23	8,7	8,5	1401	761	3,1464	2,8811
24	8,8	8,6	1675	843	3,2240	2,9258

gen Saugwirkung zeigen, d. h. zu niedrige Drücke angeben. Die Abrundung wurde durch einen kleinen zusammensteckbaren Fräser hergestellt. Den Anschluß an das Manometer vermittelte eine Rohrschelle. Die erste Meßöffnung war vom Spalteingang 14 mm entfernt, so daß auch bei der größten Spaltbreite Kontraktionswirkungen nicht zu befürchten waren. Die Bolzen wurden an der Verschiebung in der Achsenrichtung durch zwei an den Enden angeschraubte übergreifende Bügel gehindert.

Die Versuche erstrecken sich auf die drei technisch wichtigsten »Flüssigkeiten«, in erster Linie auf Wasser und in beschränktem Umfang auf Luft und Wasserdampf.

Die Versuchsanordnung für die Versuche mit Wasser ist aus Fig. 5 ersichtlich. Die vorhin beschriebene Versuchseinrichtung ist an die städtische Wasserleitung angeschlossen. Um die von der ungleichmäßigen Wasserentnahme herrührenden Druckschwankungen zu beseitigen, wurde eine Kohlensäurebombe von rd. 12 cdm Inhalt als Windkessel vorgeschaltet. Außerdem wurde, um die gesamte Wasserentnahme annähernd unverändert lassen zu können, vor dem Windkessel ein Ablaufhahn eingebaut. Es zeigte sich, daß dann auch die Temperatur fast unverändert blieb, während sie ohne den Ablaufhahn mit zunehmender Wasserentnahme sank. Die ausfließende Wassermenge wurde dadurch bestimmt, daß mit einer Sekundenuhr mit 1/5 sk-Ablesung die Zeit gemessen wurde, die zur Füllung eines geeichten Gefäßes nötig war. Das Gefäß ist gefüllt, wenn der Wasserspiegel an eine in das Gefäß senkrecht von oben hineinragende feine Eisenspitze anspringt. Dieses Verfahren erwies sich als äußerst scharf und zuverlässig. Die Eichung des Gefäßes erfolgte durch Auswägen. Da die Wassertemperaturen nur wenig vom Dichtenmaximum entfernt lagen, so konnte das Volumen von 1 g mit genügender

Zahlentafel 2.

$s = 0{,}042$ cm; $F = 0{,}285$ qcm.

Nr.	t_1	t_2	$i = p_1 - p_2$ cm W.-S.	v cm/sk	lg i	lg v
1	9,0	9,0	86,7	52,4	1,9380	1,7193
2	9,0	9,0	125,6	77,8	2,0990	1,8910
3	9,0	9,0	174,0	108,0	2,2405	2,0331
4	9,0	9,0	223,6	137,7	2,3495	2,1389
5	9,0	9,0	284,0	174,0	2,4533	2,2405
6	9,0	9,0	354,3	215,7	2,5194	2,3339
7	9,0	9,0	427,2	258,0	2,6306	2,4116
8	9,0	9,0	509,5	304,9	2,7071	2,4842
9	9,0	9,0	605,5	358,3	2,7821	2,5542
10	8,9	8,9	608,0	359,1	2,7839	2,5552
11	9,0	9,0	716,8	418,5	2,8554	2,6217
12	9,0	9,0	825,5	470,6	2,9167	2,6727
13	9,0	9,0	924,8	501,8	2,9660	2,7005
14	9,0	8,9	1046,6	536,5	3,0198	2,7296
15	9,1	9,0	1168,6	568,4	} 3,0677	2,7547
16	9,0	9,0	1168,6	568,4		
17	9,1	9,0	1292,3	600,0	3,1114	2,7781
18	9,1	9,0	1520	651	3,1818	2,8135
19	9,2	9,0	1520	653	3,1818	2,8149
20	9,2	9,0	1828	717	} 3,2620	1,8555
21	9,2	9,0	1828	717		

Genauigkeit gleich 1 ccm gesetzt werden. Die kleinen Drücke wurden einzeln in cm Wassersäule gemessen, wobei wieder 1 cm Wassersäule gleich 1 g/qcm gesetzt wurde, die größeren gleichzeitig durch ein U-förmiges Differenzmanometer in Quecksilbersäulen in Wasser. Einfache Quetschhahn-Entlüftvorrichtungen an beiden Schenkeln des Differenzmanometers ermöglichten es, die Anschlußschläuche von den

[1]) Vergl. Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 18 S. 89/92.

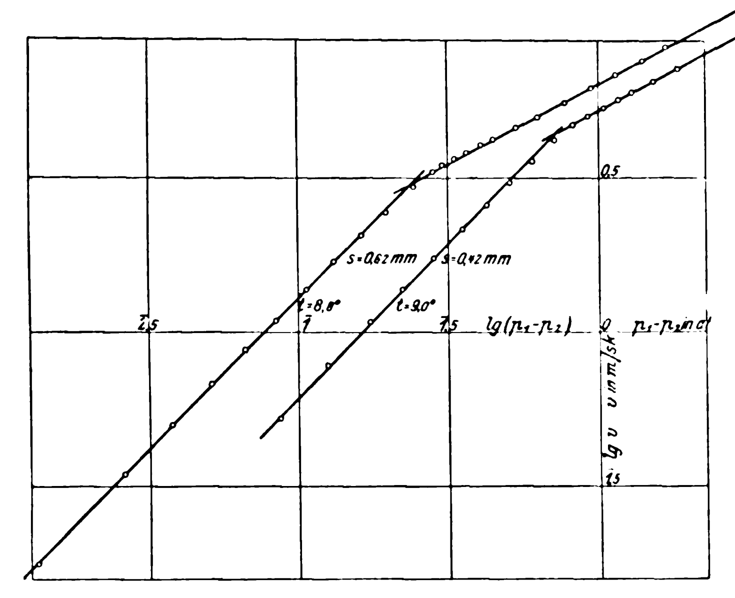


Fig. 6.
Versuche mit Wasser (vergl. Zahlentafeln 1 und 2).

Rohrschellen nach dem Manometer mit Wasser zu füllen und während der Versuche luftfrei zu halten. Die beiden Thermometer mit $^1/_5$°-Teilung wurden nach einem von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichten Normalthermometer berichtigt.

Die Versuchzahlen sind in den Zahlentafeln 1 und 2 zusammengestellt.

Zur Versuchsausführung ist noch zu bemerken, daß die Dauer der einzelnen Versuche zwischen 12 und 2 min schwankte. Die Versuche mit geringer Zeitdauer wurden meist als Doppelversuche ausgeführt. Die Zeiten eines Doppelversuches zeigten in keinem Fall einen größeren Unterschied als 0,4 sk. Der Inhalt der benutzten Spitzenmeßgefäße betrug 20,02 und 40,20 kg. Die Mengen bei den geringsten Geschwindigkeiten wurden unmittelbar durch Auswägen ermittelt, um die Versuchsdauer abzukürzen.

Aus den Zahlentafeln geht hervor, daß die Wassertemperatur fast genau konstant geblieben ist. Einen besseren Ueberblick, als aus den Zahlentafeln möglich ist, gewinnt man durch die graphische Darstellung der Versuche mittels der Logarithmen von i und v, wie sie bei der Besprechung der Versuche von O. Reynolds näher erläutert worden ist.

Aus dem Diagramm Fig. 6 ersieht man, daß das Poiseuillesche Gesetz auch für enge Spalten gilt, daß aber der Uebergang von der parallelen Bewegung in Wirbelbewegung bei weitem nicht so scharf ausgeprägt ist wie in dem Diagramm Fig. 7, das nach den Versuchzahlen[1]) von O. Reynolds aufgezeichnet worden ist. Der Grund ist vielleicht in der verhältnismäßig geringeren Gleichmäßigkeit des Querschnittes zu suchen. Um trotzdem die Grenzgeschwindigkeit aus dem Diagramm Fig. 6 entnehmen und die Grenze zwischen den beiden Gesetzen festlegen zu können, lassen wir als Grenzgeschwindigkeit v_g diejenige ideelle Geschwindigkeit gelten, die dem Schnittpunkte der beiden Geraden des Diagrammes entspricht. Dieses Vorgehen ist um so eher zu rechtfertigen, als Reynolds selbst betont, daß der Logarithmus seiner Grenzgeschwindigkeit v_c für verschiedene Rohrdurchmesser stets um gleichviel größer war als der Logarithmus der Geschwindigkeit, die dem Schnittpunkte der beiden Geraden entsprach. Aus dem Diagramm Fig. 7 ergibt sich für $D = 0{,}615$ cm

$$\frac{D v_g \gamma}{\eta} = \begin{cases} 1396 \\ 1438 \end{cases}$$

und für $D = 1{,}27$ cm

$$\frac{D v_g \gamma}{\eta} = 1420.$$

Es lag der Gedanke nahe, daß in dem Ausdruck

$$\frac{D v_g \gamma}{\eta} = \text{konst.}$$

der Durchmesser D das Verhältnis von Querschnitt zu Umfang $\frac{F}{U}$ verträte. Bei einem vollen Kreisquerschnitt ist

$$\frac{F}{U} = \frac{D^2 \frac{\pi}{4}}{D\pi} = \frac{D}{4}.$$

Das entsprechende Verhältnis bei einem Ringspalt ist

$$\frac{F}{U} = \frac{D_m \pi s}{2 D_m \pi} = \frac{s}{2}.$$

Es müßte also auch

$$\frac{2 s v_g \gamma}{\eta} \propto 1400$$

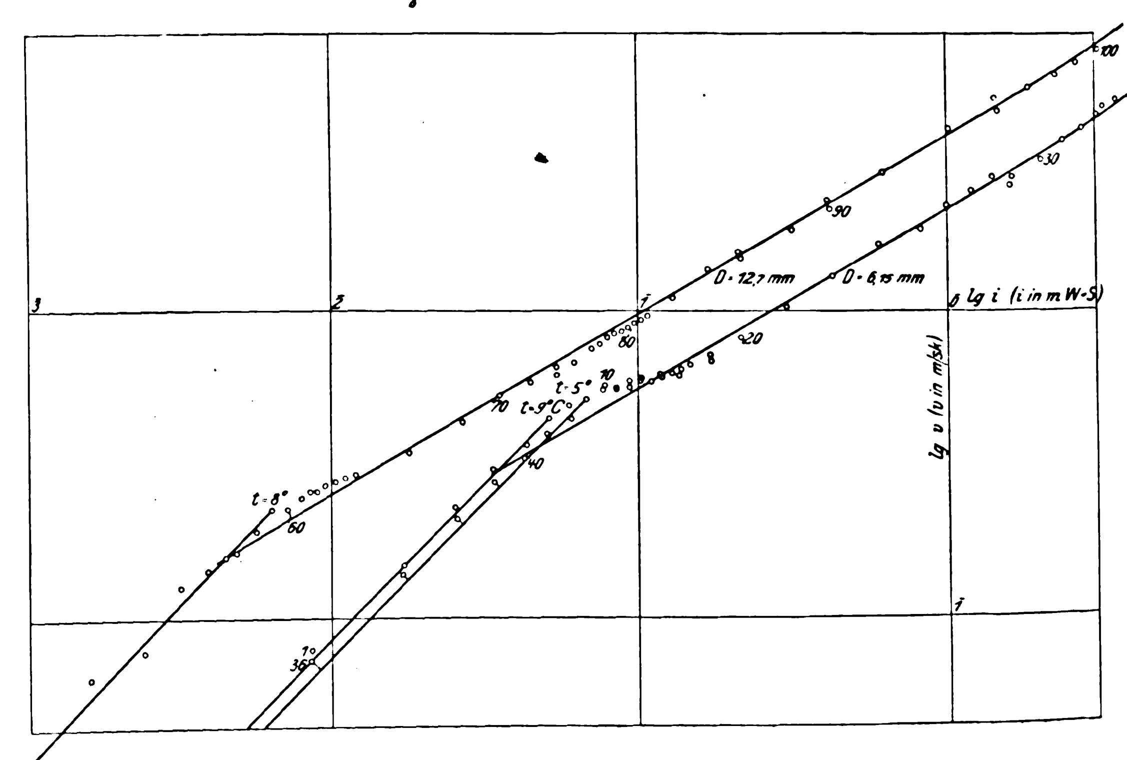
sein. Diese Vermutung bestätigte sich indessen nicht; es ergaben sich aus dem Diagramm Fig. 6 folgende Werte:

Zahlentafel 3.

s cm	i_g cm W.-S.	v_g cm/sk	$\frac{s v_g \gamma}{\eta}$
0,062	237	299,2	1348
0,042	716	438,5	1346

Ein Ringspalt verhält sich also in bezug auf die Grenzgeschwindigkeit ungefähr so wie ein Rohr mit vollem Kreis-

Fig. 7. Versuche von O. Reynolds.



[1]) Papers on mechanical and physical subjects, Bd. II S. 86, 89.

querschnitt vom Durchmesser der Spaltbreite. Daß v_g etwas tiefer liegt als die von Reynolds für Rohre gefundenen Werte, ist vielleicht dem Umstande zuzuschreiben, daß bei den Versuchen mit dem Ringspalt nicht wie dort eine längere »Beruhigungsstrecke« vor der eigentlichen Versuchsstrecke lag. Der gleiche Umstand dürfte, neben der sicherlich geringeren Gleichmäßigkeit des Querschnittes, auch das Zurückbleiben von beobachteten Geschwindigkeiten hinter den nach dem Poiseuilleschen Gesetz zu erwartenden erklären. Um den Grad der Uebereinstimmung zwischen Beobachtung und Rechnung zu zeigen, habe ich in den Zahlentafeln 4 und 5 nach Gl. (19) aus dem gemessenen Druckabfall $i = p_1 - p_2$ die Geschwindigkeit v_P berechnet.

Zahlentafel 4.

$s = 0{,}062$ cm; $l = 17{,}50$ cm.

Nr.	$i = p_1 - p_2$ cm W.-S.	v cm/sk	t_m	η_{tm}	v_P cm/sk
1	13,3	17,75	8,9	0,013718	17,4
2	26,0	34,54	8,9	0,013718	34,0
3	37,7	49,8	8,8	0,013758	49,2
4	51,3	67,7	8,8	0,013758	66,95
5	66,6	87,4	8,8	0,013758	86,9
6	84,2	109,3	8,8	0,013758	109,9
7	106,8	137,8	8,8	0,013758	139,4

Die Zähigkeit η_{tm} ist entsprechend den beobachteten mittleren Wassertemperaturen t_m den Zahlentafeln von Landolt und Börnstein entnommen.

Zahlentafel 5.

$s = 0{,}042$ cm; $l = 17{,}50$ cm.

Nr.	$i = p_1 - p_2$ cm W.-S.	v cm/sk	t_m	η_{tm}	v_P cm/sk
1	86,7	52,4	9,0	0,013677	52,2
2	125,6	77,8	9,0	0,013677	75,7
3	174,0	108,0	9,0	0,013677	104,8
4	223,6	137,7	9,0	0,013677	134,6
5	284,0	174,0	9,0	0,013677	171,0
6	354,3	215,7	9,0	0,013677	213,4
7	427,2	258,0	9,0	0,013677	257,2
8	509,5	304,9	9,0	0,013677	307,0

Ein Vergleich von v mit v_P lehrt, daß die beiden Geschwindigkeiten im Anfange ziemlich genau übereinstimmen, daß aber die beobachteten Geschwindigkeiten v um so weiter hinter den berechneten v_P zurückbleiben, je näher man an die Grenzgeschwindigkeit herankommt.

Oberhalb der Grenzgeschwindigkeit geht die Kurve der Logarithmen im Diagramm Fig. 6 sehr bald in eine Gerade über, deren Neigung bei beiden Spaltbreiten 1:1,90 beträgt. Der Druckabfall i ist also proportional der 1,9 ten Potenz der mittleren Geschwindigkeit v. Darüber, daß der Exponent von v kleiner als 2 ist, braucht man sich nicht zu wundern; denn in der Technik rechnet man oberhalb der Grenzgeschwindigkeit bei Rohren ohne Querschnitt- und Richtungsänderung schon lange nicht mehr nach einer rein quadratischen Abhängigkeit zwischen Druckverlust und mittlerer Geschwindigkeit. Man schreibt zwar den Druckverlust in der Form [1]):

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = h_{12} = \zeta l \frac{U}{F} \frac{v^2}{2g},$$

aber dadurch, daß man den Widerstandskoeffizienten ζ nicht konstant setzt, sondern, wie Weisbach [2]) und H. Lang [2]), von v abhängig macht, etwa in der Form

$$\zeta = a + \frac{b}{\sqrt{v}},$$

setzt man den Druckverlust zusammen aus einem Gliede mit v^2 und einem Gliede mit $v^{1,5}$. H. Lang macht ζ für verschiedene Rohrdurchmesser auch noch abhängig von D, setzt also:

$$\zeta = a_1 + \frac{b_1}{\sqrt{vD}}.$$

Es empfiehlt sich auch hier, die übliche Form der Rohrreibungsgleichung beizubehalten, da die Rechnung mit der 1,9 ten Potenz zu unbequem werden würde. Die Gleichung lautet für einen Ringspalt:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = h_{12} = \zeta \frac{2l}{s} \frac{v^2}{2g} \quad . \; . \; . \quad (11).$$

Alle Größen sind hierin auf kg und m zu beziehen. $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ ist der Druckunterschied in m Wassersäule. Auf Grund dieser Gleichung ist aus den Versuchen, die der oberen Geraden, Fig. 6, angehören, der Widerstandskoeffizient ζ berechnet worden.

Zahlentafel 6.

$s = 0{,}062$ cm; $\frac{2l}{s} = 565$.

Nr.	$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = h_{12}$ m W.-S.	v m/sk	$\frac{2l}{s}\frac{v^2}{2g}$ m W.-S.	ζ
17	4,498	4,221	513	0,00877
18	5,365	4,620	614	0,00871
19	6,320	5,011	722	0,00873
20	7,778	5,574	893	0,00871
21	9,493	6,20	1106	0,00858
22	11,46	6,855	1359	0,00849
23	14,01	7,61	1666	0,00841
24	16,75	8,13	2044	0,00829

Zahlentafel 7.

$s = 0{,}042$ cm; $\frac{2l}{s} = 834$.

Nr.	h_{12} m W.-S.	v m/sk	$\frac{2l}{s}\frac{v^2}{2g}$ m W.-S.	ζ
12	8,255	4,706	940	0,00878
13	9,248	5,018	1069	0,00866
14	10,466	5,365	1221	0,00858
15/16	11,686	5,684	1372	0,00852
17	12,923	6,00	1529	0,00846
18	15,20	6,51	1800	0,00845
19	15,20	6,53	1810	0,00840
20/21	18,28	7,17	2180	0,00839

Es zeigt sich, daß ζ mit wachsender Geschwindigkeit etwas abnimmt; dagegen läßt sich eine Abhängigkeit von der Spaltbreite s nicht feststellen.

Allgemein kann man sagen, daß sich ζ um so mehr mit v ändert, je kleiner der Exponent von v ist. Der Exponent selbst nimmt zu mit der Rauheit der Wandungen und mit der Ungleichmäßigkeit des Querschnittes; seine obere Grenze scheint indessen 2 zu sein. ζ nimmt der absoluten Größe nach ebenfalls zu mit der Unebenheit der Innenflächen. Man hat also auf der einen Seite: glatte Wände, gleichmäßige Querschnitte, kleine Exponenten, kleine, aber stark veränderliche Widerstandskoeffizienten, auf der andern Seite: rauhe Wände, ungleichmäßige Querschnitte, Exponenten nahe an 2, große, aber nur wenig veränderliche Widerstandskoeffizienten.

Daraus folgt aber auch, daß die Grenzgeschwindigkeit bei Wandungen mit geringen Unebenheiten tiefer liegen muß als bei vollkommen glatten Wänden. Die starke Veränderlichkeit von ζ bei kleinen Exponenten geht aus den Versuchen von Reynolds ($n = 1{,}72$) besonders deutlich hervor. Es sind deshalb in Zahlentafel 8 einige Versuche von Reynolds herausgegriffen, die genau auf der oberen Geraden liegen, und daraus ist ζ nach der Gleichung berechnet worden:

$$h_{12} = \zeta \frac{4l}{D} \frac{v^2}{2g}.$$

[1]) Vergl. Taschenbuch der Hütte 18. Aufl. S. 237.
[2]) ebenda S. 240.

Zahlentafel 8.

$s = 1{,}524$ m.

	Nr.[1])	D m	h_{12} m W.-S.	v m/sk	$\frac{4\,l}{D}\frac{v^2}{2\,g}$ m W.-S.	φ
Tab. III	14	0,00615	0,1707	0,5862	17,37	0,00984
	22	0,00615	0,6562	1,283	83,15	0,00789
	32	0,00615	4,2660	3,873	758,0	0,00563
Tab. V	70	0,0127	0,05458	0,5261	6,76	0,00808
	85	0,0127	0,1968	1,110	30,1	0,00654
	92	0,0127	0,9595	2,787	189,8	0,00506
	95	0,0127	2,878	5,261	676	0,00425

III. Folgerungen aus den Versuchen.

Aehnliche Versuche wie mit Wasser wurden auch mit Luft und Dampf durchgeführt, aber es zeigte sich, daß die den Grenzgeschwindigkeiten entsprechenden Druckunterschiede nur etwa den zehnten Teil so groß waren wie bei Wasser, so daß man bei Luft und Dampf kaum jemals in das Gebiet des Poiseuilleschen Gesetzes kommt. Anders liegen die Verhältnisse beim Wasser. Auf Grund der Versuche mit Wasser ist für eine Spaltlänge $l = 10$ cm und für einen mittleren Durchmesser $D_m = 10$ cm ein schematisches Diagramm für die Spaltbreiten $s_1 = 0{,}4$, $s_2 = 0{,}2$ und $s_3 = 0{,}1$ mm entworfen worden, entsprechend einer Wassertemperatur von 15° und einem Exponenten oberhalb der Grenzgeschwindigkeit $n = 1{,}9$. Ferner ist angenommen, daß

$$\frac{s\,v_g\,\gamma}{\eta} = 1350$$

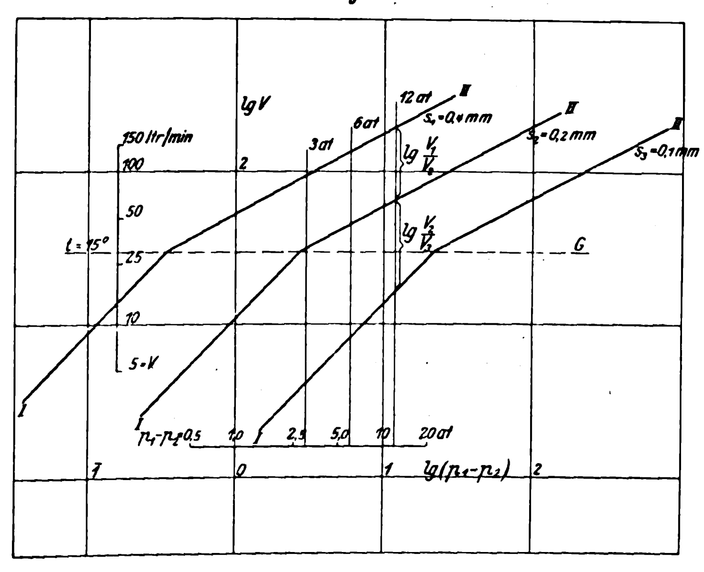
ist. Diese Verhältnisse würden etwa bei der Abdichtung der Welle einer Hochdruckzentrifugalpumpe vorliegen. In dem Diagramm, Fig. 8, ist über $\log(p_1 - p_2)$ der Logarithmus des Wasserverlustes V aufgetragen (bezogen auf ltr/min). Es ist

$$V = D_m \pi s v,$$

also auch

$$V_g = D_m \pi s v_g = 1350\ D_m \pi \frac{\eta}{\gamma},$$

Fig. 8.



d. h. der Wasserverlust für die Grenzgeschwindigkeiten ist unabhängig von der Spaltbreite s. Der zu v_g gehörige Druckunterschied ist nach Gl. (9)

$$(p_1 - p_2)_g = \frac{12\,l\,\eta\,v_g}{s^2}.$$

Es ist also

$$(p_1 - p_2)_g = \frac{12 \cdot 1350}{981 \cdot 10^3}\, l\, \frac{\eta^2}{s^3}\ \text{kg/qcm};$$

d. h. die Drücke sind umgekehrt proportional s^3.

[1]) Papers on mechanical and physical subjects, Bd. II S. 51.

Es sei der Anfangsdruck im Gehäuse 12 kg/qcm. Die Geschwindigkeitshöhe soll der besseren Uebersicht wegen vernachlässigt werden. Will man die Wasserverluste V_1, V_2 und V_3 bei den Spaltbreiten s_1, s_2 und s_3 miteinander vergleichen, so braucht man nur im Diagramm die senkrechte Gerade log 12 einzuzeichnen und kann dann mit Hülfe eines Rechenschiebers leicht und schnell die absoluten Zahlen von V und ihr Verhältnis bei verschiedenen Spaltbreiten abgreifen. Geht man von $s_1 = 0{,}4$ auf $s_2 = 0{,}2$ mm herunter, so ist

$$\frac{V_1}{V_2} = 3$$

oder angenähert

$$\frac{V_1}{V_2} \infty \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{3/2};$$

reduziert man s noch einmal auf die Hälfte, womit man allerdings die Grenze der Herstellungsmöglichkeit erreicht haben dürfte, so ist nach dem Diagramm

$$\frac{V_2}{V_3} = 3{,}97.$$

Das Verhältnis wird für die Abdichtung immer günstiger, je mehr man in das Gebiet des Poiseuilleschen Gesetzes kommt. Für $p_1 - p_2 = 6$ at ist

$$\frac{V_1}{V_2} = 3 \quad \text{und} \quad \frac{V_2}{V_3} = 5{,}47,$$

für $p_1 - p_2 = 3$ at:

$$\frac{V_1}{V_2} = 3 \quad \text{und} \quad \frac{V_2}{V_3} = 7{,}59.$$

Unterhalb der Geraden G ist der Wasserverlust proportional s^3.

Bei den praktischen Ausführungen von Labyrinthdichtungen liegen die Verhältnisse von vornherein günstiger, da die Innenflächen, die den Spalt begrenzen, nie so glatt und gleichmäßig sein werden, wie sie bei einer Versuchseinrichtung im Interesse einer genauen Messung sein müssen. Die Zahlenwerte der Widerstandskoeffizienten, die mit Hülfe von Vorrichtungen der in Fig. 1 bis 4 gezeichneten Art ermittelt werden, können daher immer nur den Wert für die Praxis haben, daß sie die untere Grenze von ζ festlegen.

Wenn aber ζ größer wird, so verschieben sich in dem Diagramm, Fig. 8, die Geraden II parallel zu sich selbst nach unten, und zwar, in senkrechter Richtung gemessen, um angenähert $^1/_2 \log x$, wenn sich der Wert von ζ auf das $x$fache erhöht. Die Folge dieser Verschiebung ist, daß auch die Grenzgeschwindigkeit herabgedrückt wird, und zwar angenähert auf das $^1/_x$fache.

Es verdient noch besonders hervorgehoben zu werden, daß nach den vorstehenden Ausführungen eine Verringerung der Spaltbreite s den Wasserverlust in jedem Falle weit mehr herabzudrücken vermag als eine Verlängerung des Spaltes oder eine Verkleinerung des Durchmessers D_m.

IV. Untersuchung einer Stufenkolben-Labyrinthdichtung für Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Die Einrichtung der Labyrinthdichtung geht aus Fig. 9 hervor.

Die Abmessungen der Rotgußkolben und des Gehäuses sind in Zahlentafel 9 zusammengestellt.

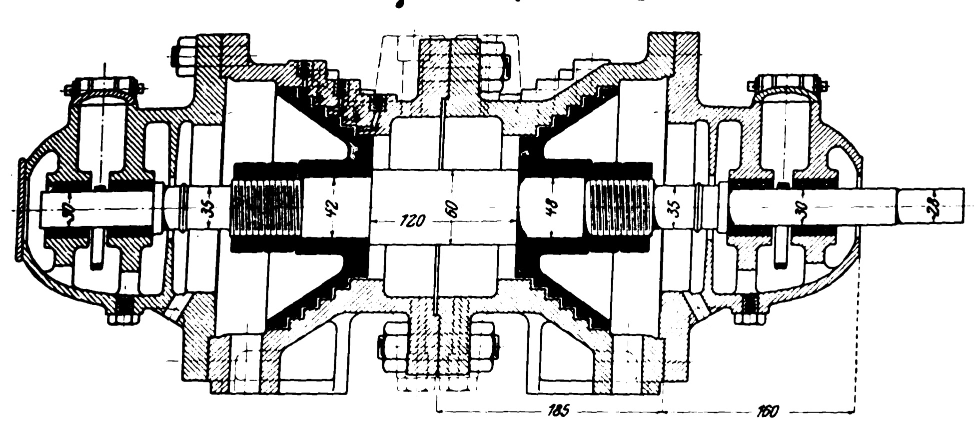
Die Versuche wurden im Kompressorenraum des Maschinenlaboratoriums B der Technischen Hochschule zu Dresden angestellt.

Zahlentafel 9. Abmessungen der Labyrinthe.

Stufe	Zylinder- Durchmesser mm	Kolben- Durchmesser mm	s mm	l mm	D_m mm	F qcm	$\frac{2\,l}{s}$
1	116,24	115,80	0,22	13,9	116,02	0,801	126,4
2	132,37	132,06	0,155	9,9	132,22	0,644	127,8
3	148,29	147,97	0,16	9,9	148,13	0,744	123,9
4	164,24	163,98	0,13	9,9	164,11	0,670	152,3
5	180,18	179,92	0,13	9,9	180,05	0,735	152,3
6	196,35	196,01	0,17	15,7	196,19	1,048	184,5

Höhe der Kammern: 2,1 mm.

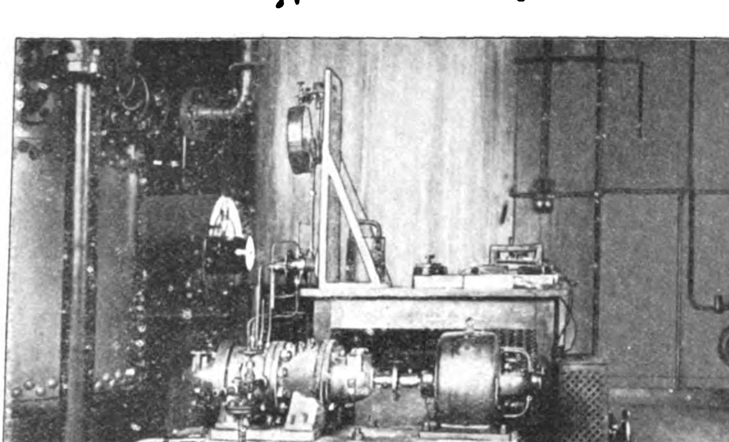
Fig. 9. Labyrinthdichtung.



Auf einem Maschinenrost wurde eine Balkenunterlage mit starken Schrauben befestigt und darauf die Versuchseinrichtung und der Motor festgeschraubt; s. Fig. 10. Die Wellenenden des Motors und der Versuchseinrichtung trugen schmiedeiserne Büchsen mit sauber abgedrehten Gasrohrflanschen. Durch Verschnürung der Flansche mit einem Lederriemen wurde in einfachster Weise eine elastische Kupplung hergestellt. Der Motor war ein 2pferdiger Nebenschlußmotor der A. E. G. für 440 V und 1360 Uml./min.

Um das zu den Versuchen nötige Druckwasser zu erhalten, wurde ein stehender Luftkessel von rd. 4,2 cbm Inhalt zu einem Drittel mit Wasser aus der Wasserleitung gefüllt und dann der übrige Raum und ein zweiter, mit dem ersten in Verbindung stehender Luftkessel gleichen Inhaltes vom Kompressor bis zu einem gewünschten Druck aufgepumpt. Aus einem dritten, kleineren Kessel mit Druckluft von bedeutend höherer Spannung wurde während der Versuche beständig Luft in die beiden großen Kessel nachgefüllt. Vom Bodenventil des ersten Kessels wurde das Druckwasser durch ein $^3/_4$-zölliges Gasrohr nach der Versuchseinrichtung geleitet. Der höchste Anfangsdruck in der Versuchseinrichtung betrug 12 at; die Luftkessel sind zwar für 15 at gebaut, aber 3 at gingen in der Zuleitung und in den Absperrventilen zwischen Kessel und Versuchseinrichtung verloren.

Fig. 10. Versuchsanordnung.



Die Drücke wurden an einem Bourdon-Kontrollmanometer mit $^1/_{10}$ at-Teilung von Schäffer & Budenberg abgelesen und die Ablesungen nach einer im Maschinenlaboratorium B an einem Quecksilbermanometer ausgeführten Eichung berichtigt. Das Manometer geht sehr genau, die größte Abweichung betrug nur 0,03 at. Das Manometer konnte durch einen Umschalthahn der Reihe nach mit 6 Druckstutzen verbunden werden (Gehäuseinneres und 5 Kammern). Vor jeder Versuchsreihe wurde dafür gesorgt, daß alle Druckröhrchen mit Wasser gefüllt waren. Dies war zur Vermeidung von Fehlern bis zu 0,1 at nötig, weil das Manometer 1 m über der Wellenmitte der Versuchseinrichtung angebracht war.

Die Temperatur wurde am Ende eines jeden Versuches an einem wagerecht in das Gehäuse hineinragenden Thermometer abgelesen. Die ausfließende Wassermenge wurde in einem Meßgefäß mit Spitzenablesung von 39,81 kg Inhalt aufgefangen und dabei die zum Füllen nötige Zeit mit einer Sekundenuhr bestimmt, die eine Ablesung von $^1/_5$ sk zuließ.

Druck- und Wassermessung erstreckten sich nur auf die linke Seite der Versuchseinrichtung, weil diese die größten und die kleinsten Spaltbreiten gleichzeitig aufwies.

Stromstärke und Spannung wurden an Frankeschen Präzisionsgalvanometern mit Spiegelablesung beobachtet. Zur Bestimmung der effektiven Motorleistung wurden bei jedem Versuch durch Vorschaltwiderstände dieselben Spannungen eingeregelt, gewöhnlich 440, 280 und (nach Umschaltung des Netzes auf 220 V) 120 V. An der Erregung wurde nichts geändert. Am Schlusse der Versuche wurden durch Abbremsen mit einem Pronyschen Zaum die Wirkungsgradkurven für die angewandten Spannungen bestimmt, und aus den erhaltenen Diagrammen konnte der Wirkungsgrad für die bei den Versuchen beobachteten Stromstärken abgegriffen werden. Die Umlaufzahl wurde an einem Handtachometer mit einstellbarem Meßbereich abgelesen.

Die Versuchsergebnisse

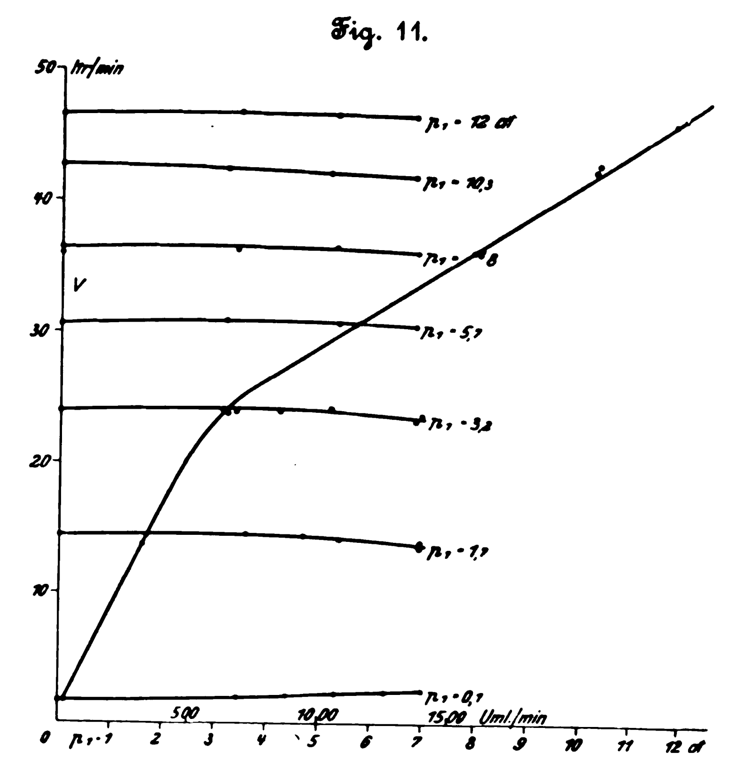
sind in den Zahlentafeln 10 und 11 und in den Diagrammen, Fig. 11 und 12, zusammengestellt.

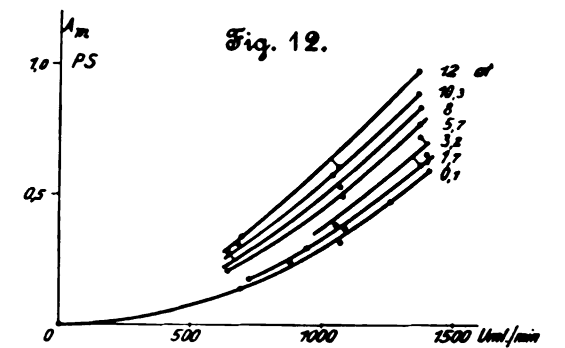
Als Hauptergebnis sei hervorgehoben, daß die Umlaufzahl so gut wie keinen Einfluß auf den Wasserverlust hat. Die Drehung der einen Begrenzungsfläche in den engen Spalten bewirkt zwar zweifellos eine Erhöhung des Widerstandes, aber diese für die Abdichtung günstige Wirkung wird dadurch nahezu aufgehoben, daß das Wasser in den ringförmigen Kammern radial von innen nach außen fließt und dabei von der Fliehkraft unterstützt wird. Den Beweis dafür liefert die Versuchsreihe I. Hier ist der Anfangsdruck und damit die Geschwindigkeit in den Spalten so gering, daß die Fliehkraft sogar eine beträchtliche Zunahme des Wasserverlustes mit steigender Umlaufzahl hervorruft.

Das Diagramm Fig. 11 zeigt, daß der Wasserverlust, von dem niedrigsten Anfangsdruck abgesehen, mit zunehmender Umlaufzahl nur ganz wenig abnimmt. Als Maßstab kann also unmittelbar die bei stillstehendem Kolben beobachtete Wassermenge gelten. Mit Rücksicht darauf ist die Kurve des Wasserverlustes abhängig vom Anfangsdruck aufgezeichnet worden. Abgesehen von den drei untersten Punkten nimmt V etwa linear mit dem Anfangsdruck zu. Das plötzliche Umbiegen der Kurve läßt deutlich erkennen, daß bei Drücken von weniger als 3 at ein andres Gesetz für den Reibungswiderstand gelten muß als darüber, d. h. bei etwa 3 at befindet man sich im Gebiete der Grenzgeschwindigkeiten und darunter im Geltungsbereiche des Poiseuilleschen Gesetzes. Leider sind die Spalten zu kurz und die Anteile der Geschwindigkeitshöhen an den gesamten Druckunterschieden $p_n - p_{n+1}$ zu groß und zu unsicher, als daß eine Vergleichsrechnung mit dem Poiseuilleschen Gesetz durchgeführt werden könnte. Nur das eine läßt sich in Uebereinstimmung mit dem am Schlusse des Abschnittes III Gesagten feststellen, daß die Grenzgeschwindigkeiten nur etwa halb so hoch liegen wie bei den in Abschnitt II beschriebenen Versuchen.

Zahlentafel 10. Versuchzahlen.

Nr.	p_1 at	p_2 at	p_3 at	p_4 at	p_5 at	p_6 at	t_w °C	V ltr/min	Uml./min	A_m PS
					I.					
1	0,100	—	—	—	—	—	15,0	1,65	0	—
2	»	—	—	—	—	—	14,9	1,98	690	0,140
3	»	—	—	—	—	—	15,0	2,15	880	0,237
4	»	—	—	—	—	—	15,3	2,27	1065	0,321
5	»	—	—	—	—	—	15,0	2,38	1255	0,474
6	»	—	—	—	—	—	14,7	2,49	1400	0,596
7	»	—	—	—	—	—	15,3	1,70	0	—
8	»	—	—	—	—	—	17,6	1,73	0	—
					II.					
9	1,61	1,41	1,11	0,89	0,40	—	18,2	13,8	0	—
10	1,69	1,48	1,15	0,90	0,40	—	18,0	14,4	0	—
11	1,67	1,46	1,14	0,91	0,40	—	18,2	14,5	720	0,172
12	1,69	1,47	1,16	0,92	0,45	—	18,2	14,4	940	0,297
13	1,68	1,47	1,18	0,93	0,50	—	18,2	14,2	1080	—
14	1,69	1,47	1,16	0,93	0,50	—	18,1	14,3	1080	0,375
15	1,69	1,48	1,20	0,98	0,60	—	18,1	13,6	1390	0,630
16	1,70	1,48	1,20	0,99	0,60	—	18,1	13,8	1390	0,652
					III.					
17	3,17	2,73	2,14	1,64	1,05	—	17,8	24,0	0	—
18	3,22	2,77	2,17	1,69	1,01	—	17,9	23,9	0	—
19	3,17	2,73	2,14	1,69	1,00	—	17,9	23,9	680	—
20	3,17	2,73	2,14	1,69	1,00	—	17,8	24,0	850	—
21	3,17	2,73	2,14	1,69	1,00	—	17,8	24,1	1045	0,388
22	3,22	2,78	2,19	1,77	1,10	—	18,0	23,3	1370	0,723
23	3,21	2,78	2,19	1,74	1,10	—	17,7	23,6	1390	0,620
					IV.					
24	5,66	4,85	3,82	2,97	1,71	0,68	18,4	30,5	0	—
25	5,66	4,90	3,83	2,98	1,71	0,68	18,4	30,6	0	—
26	5,64	4,88	3,78	2,93	1,69	0,66	18,4	30,9	640	0,203
27	5,66	4,85	3,73	2,93	1,73	0,70	18,4	30,7	1070	0,498
28	5,66	4,85	3,83	3,01	1,79	0,70	18,4	30,5	1365	0,779
					V.					
29	7,93	6,76	5,26	4,03	2,29	0,88	18,0	36,2	0	—
30	8,03	6,86	5,31	4,08	2,29	0,90	19,0	36,4	0	—
31	8,03	6,86	5,33	4,08	2,32	0,89	19,0	36,2	0	—
32	8,03	6,91	5,31	4,03	2,24	0,88	19,0	36,3	680	0,310
33	8,03	6,91	5,36	4,08	2,29	0,92	19,0	36,5	1060	0,538
34	8,03	6,86	5,31	4,08	2,44	1,00	18,7	36,1	1370	0,842
					VI.					
35	10,27	8,72	6,71	5,21	2,88	1,13	18,4	42,4	0	—
36	10,32	8,77	6,81	5,26	2,93	1,10	18,4	42,8	0	—
37	10,37	8,82	6,76	5,21	2,83	1,10	18,4	42,5	640	0,281
38	10,32	8,82	6,76	5,41	2,88	1,20	18,4	42,2	1035	0,580
39	10,42	8,87	6,86	5,36	2,98	1,25	18,4	41,9	1360	0,897
					VII.					
40	11,86	10,12	7,83	6,06	3,47	1,35	19,4	46,1	0	—
41	12,06	10,12	7,83	6,01	3,37	1,34	19,3	46,6	0	—
42	12,06	10,12	7,93	6,11	3,41	1,35	19,3	46,8	690	0,339
43	12,01	10,12	7,83	6,11	3,37	1,40	19,3	46,6	1060	0,609
44	11,96	10,32	7,83	6,21	3,47	1,50	19,4	46,5	1360	0,986
	Leerlauf ohne Wasser (Lagerreibung):								1420	0,132





Das Diagramm Fig. 12 zeigt den Leistungsverbrauch A_m der Versuchseinrichtung abhängig von der Umlaufzahl. Bei den Anfangsdrücken von 0,1 und 1,7 at ist die verbrauchte Leistung ziemlich genau proportional dem Quadrat der Umlaufzahl, bei den höheren Anfangsdrücken nimmt der Exponent der Umlaufzahl etwas ab ($n = 1,6$ bei 12 at Anfangsdruck).

Berechnung des Widerstandskoeffizienten ζ.

Nach Gl. (11) ist die Widerstandshöhe der Rohrreibung (alles bezogen auf kg, m und sk)

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = h_{12} = \zeta \frac{2\,l}{s} \frac{v^2}{2\,g}.$$

Zahlentafel 11.

Nr.	Stufe 1; $s_1 = 0,022$ cm		Stufe 2; $s_2 = 0,0155$ cm		Stufe 3; $s_3 = 0,016$ cm		Stufe 4; $s_4 = 0,013$ cm		Stufe 5; $s_5 = 0,013$ cm		Stufe 6; $s_6 = 0,017$ cm	
	v m/sk	ζ	v m/sk	ζ	v m/sk	ζ	v m/sk	ζ	v m/sk	ζ	v m/sk	ζ
24	—	—	7,89	0,0176	—	—	7,58	0,0217	6,91	0,0212	—	—
25	—	—	7,92	0,0184	—	—	7,61	0,0217	6,94	0,0210	—	—
29	7,54	0,0201	9,37	0,0185	8,10	0,0217	9,00	0,0211	8,20	0,0204	—	—
30	7,58	0,0197	9,43	0,0189	8,16	0,0212	9,06	0,0215	8,26	0,0197	—	—
31	7,54	0,0201	9,37	0,0189	8,10	0,0222	9,00	0,0214	8,20	0,0208	—	—
35	8,82	0,0191	10,99	0,0178	9,50	0,0183	10,53	0,0205	9,61	0,0179	6,74	0,0210
36	8,91	0,0185	11,10	0,0167	9,60	0,0186	10,64	0,0200	9,72	0,0184	6,81	0,0199
40	9,61	0,0174	11,95	0,0168	10,35	0,0181	11,48	0,0188	10,46	0,0184	7,34	0,0212
41	9,72	0,0200	12,1	0,0162	10,47	0,0182	11,61	0,0187	10,60	0,0167	7,42	0,0205
Mittelwert:		0,0193		0,0178		0,0198		0,0206		0,0194		0,0206

Mittelwert aus allen Versuchen: $\zeta = 0,0194$.

Bei den vorliegenden Versuchen ist von den gemessenen Druckunterschieden überall die Geschwindigkeitshöhe abzuziehen. Für den ersten Spalt (von innen nach außen gezählt) läßt sich ζ aus der Gleichung berechnen:

$$h_{12} = \frac{v^2}{2g}\left(1{,}5 + \zeta\frac{2l}{s}\right).$$

Dabei ist angenommen, daß der Koeffizient des Uebergangswiderstandes derselbe ist wie bei einem scharfkantigen Einlaufstück [1]).

Für die übrigen Stufen gilt diese Gleichung nicht, denn es kann auf keinen Fall angenommen werden, daß die kinetische Energie, mit der das Wasser aus einem Spalt in die nächste Kammer eintritt, vollständig durch Wirbelung in Wärme verwandelt wird. Vielmehr wird sich auch in der Kammer neben totem Wasser ein Strom ausbilden, und man wird nicht weit fehlgehen, wenn man annimmt, daß zur Beschleunigung im nächsten Spalt vom Druckgefälle nur die Hälfte der Geschwindigkeitshöhe aufgebraucht wird. Dazu kommt der Uebergangswiderstand mit $0{,}5\frac{v^2}{2g}$, für die Spalten 2 bis 6 gilt also die Gleichung:

$$\frac{p_n - p_{n+1}}{\gamma} = h_{n\,n+1} = \frac{v^2}{2g}\left(1 + \zeta\frac{2l}{s}\right).$$

Die Rechnungen sind in Zahlentafel 11 durchgeführt. Alle Stufen, bei denen die Druckunterschiede weniger als 1 at betrugen, wurden wegen der geringen relativen Genauigkeit der Drücke ausgeschieden.

Die Tatsache, daß der Mittelwert von ζ für den ersten Spalt mit dem Gesamtmittelwert von ζ gut übereinstimmt, rechtfertigt die gemachten Annahmen und bestätigt bis zu einem gewissen Grad ihre Richtigkeit. Der Mittelwert aus allen Versuchen ist $\zeta = 0{,}0194$. Eine Abhängigkeit des Widerstandskoeffizienten von s konnte nicht festgestellt werden; dagegen nimmt ζ mit zunehmender Geschwindigkeit v etwas ab.

[1]) s. Taschenbuch der Hütte, 18. Aufl. S. 245.

Der Antriebvorgang bei Lokomotiven.

Von **J. Jahn**, Professor an der Technischen Hochschule in Danzig.

(Schluß von S. 1106)

VII. Schlußwort und Nutzanwendungen.

Das Ergebnis der vorangegangenen Untersuchungen läßt sich an Hand der Zusammenstellung auf S. 1106 folgendermaßen zusammenfassen:

1) Die Verbundwirkung beeinflußt die Eigenschaften sämtlicher Bauarten in günstigster Weise; um diesen günstigen Einfluß vollständig auszunutzen, soll der Hochdruckzylinder bei der Lokomotive mit zwei Innenzylindern die voreilende, bei der mit zwei Außenzylindern die nacheilende Kurbel antreiben.

Wenn man weiterhin beim Vergleich die Lokomotiven mit einfacher und die mit Verbundwirkung nur je unter sich einander gegenüberstellt, und wenn man von den letzteren nur die unter 1) angegebenen zweckmäßigen Bauarten vergleicht, also Spalte 7 und 8 ausscheidet, so findet man weiter:

2) Die Lokomotive mit zwei Außenzylindern ist allen andern Bauarten erheblich unterlegen. Besonders erwähnenswert ist, daß der Vergleich der beiden Zweizylinderlokomotiven sehr zugunsten der Innenzylinder ausfällt.

3) Die Vierzylinder-Verbundlokomotive steht hinsichtlich der Umfangskräfte ungefähr auf gleicher Stufe mit der Innenzylinder-Verbundlokomotive; hinsichtlich der Lagerdrücke und der Rahmenbeanspruchung ist sie allen andern Bauarten bei weitem überlegen.

4) Die Dreizylinder-Verbundlokomotive ist hinsichtlich der Umfangskräfte und Lagerdrücke der Innenzylinder-Verbundlokomotive gleichwertig; bei Vorwärtsfahrt, gezogenem Zug und 0,2 Füllung bei 60 km Geschwindigkeit ist die Rahmenbeanspruchung sogar erheblich geringer als bei dieser. Nur bei großen Füllungen sind die Rahmenbeanspruchungen nicht eben günstig.

Man wird sich im allgemeinen für eine zweizylindrige Lokomotive entscheiden, sofern nicht die Unterbringung der Zylinder wegen zu großer Durchmesser Schwierigkeiten macht, wegen sehr hoher Geschwindigkeiten ein besonders guter Massenausgleich gewünscht wird, oder dergl. mehr. Von den Zweizylinderlokomotiven verdient nach obigen Ergebnissen die Innenzylinderlokomotive, und zwar — wenn Verbundanordnung gewählt wird — mit voreilender Hochdruckkurbel, entschieden den Vorzug. Die geringen Höchstwerte der Umfangskräfte Y und der gleichmäßige Verlauf der Y-Linien, die keine negativen Werte aufweisen, lassen gleichmäßige Reifenabnutzung, wenig Neigung zum Schleudern und zu Verdrehungen des Radsternes gegen die Welle und des Reifens gegen den Radstern erwarten. Wegen des gleichmäßigen Verlaufes der L-Linien und ihrer geringen Höchstwerte werden die Erschütterungen beim Wechsel der Druckrichtung im Lager gering, die Abnutzung der Achsschenkel gleichmäßig sein. Die Wechselbeziehungen zwischen Y- und L-Linien bieten die Gewähr für geringe Neigung zur Schlaglochbildung. Die geringe Rahmenbeanspruchung endlich gewährleistet Gewichtersparnisse gegenüber andern Bauarten gleicher Leistungsfähigkeit. Alle diese Vorzüge werden zur Verminderung der Unterhaltungskosten beitragen. Es ist hier der Ort, auf die verdienstvollen Versuche der dänischen Staatsbahnen hinzuweisen, die hinsichtlich der sonstigen Gesamtanordnung genau gleiche Innen- und Außenzylinderlokomotiven in Betrieb stellten. Bei ersteren konnten infolge der schwächeren Rahmenausführung, und weil das Zylindergußstück gleichzeitig die Rahmenquerversteifung bildet, 1620 kg an Rahmen und Zubehör gespart werden; die Laufdauer der Reifen war fast doppelt so groß [1]).

Nimmt man die weiteren Vorzüge der Innenzylinderlokomotive hinzu, die im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Besprechung kommen konnten, nämlich die geringen Fliehkräfte infolge geringen Gewichtes der Gegengewichte, die Herabminderung der störenden Bewegungen, weil die Gestängebewegung nahe der Mittelebene der Lokomotive erfolgt usw., so tritt die Ueberlegenheit dieser Bauart noch mehr in die Erscheinung. Die Nachteile, die die Innenzylinderbauart in den Augen der Lokomotivbauer vor dreißig Jahren hatte, sind heute keine Nachteile mehr; denn die Herstellung der gekröpften Wellen macht der Technik keine Schwierigkeiten mehr, und die durch die Innenkurbeln bedingte höhere Kessellage gilt heute als Vorzug. Die Zugänglichkeit des Triebwerkes ist freilich erschwert. Bei der jetzt üblichen Vereinfachung aller Teile gibt es indes außerhalb des Schuppens kaum etwas am Triebwerk zu tun. An die Zugänglichkeit der Teile innerhalb des Schuppens sollte man aber weniger beim Entwurf der Lokomotive, als beim Bau der Löschgruben denken. Hier ließe sich durch fahrbare Tritte, durch Steckdosen für Glühlichtbirnen, die unter dem Langkessel da und dort an kleinen Haken angehängt werden könnten usw., noch manches tun, um diesen unangenehmsten Teil der Heizertätigkeit zu erleichtern.

[1]) Busse: Ueber die Abnutzung der Lokomotiv-Triebradreifen, Organ für die Fortschritte im Eisenbahnwesen 1904 S. 80, und: Zusammenstellung der Reifenabnutzung an Lokomotiven, ebenda 1905 S. 154.

Als einziger wirtschaftlicher Nachteil bleibt die geringere Lebensdauer der gekröpften Welle bestehen, der aber durch die Vorzüge mehr als ausgeglichen sein dürfte.

Ein nachdrücklicher Hinweis auf diese großen Vorzüge ist um so mehr am Platz, als durch die Einführung des Heißdampfes die Zweizylinderbauart auf lange Zeit hinaus auch für größte Leistungen lebensfähig geblieben ist, und als eben durch die Verwendung des Heißdampfes sehr große Zylinderdurchmesser, also Kolbenkräfte, möglich geworden sind. Die $^{4}/_{4}$-gekuppelte Heißdampflokomotive neuester Bauart der Preußischen Staatsbahnen geht mit der Zugkraft an die äußerste Grenze der Schienenreibung heran. Der Abstand zwischen Außen- und Innenzylinderlokomotive muß sich also hier in allen Punkten — Neigung zum Schleudern, Schlaglochbildung usw. — besonders stark bemerkbar machen, wobei noch ins Gewicht fällt, daß der Heißdampf mit einfacher Dampfdehnung verwandt wird, so daß die günstige Beeinflussung entfällt, die alle Kräfte durch die Verbundwirkung erfahren.

Ist die Aufteilung der Zylinder notwendig, so ist die nächste Stufe die Dreizylinderlokomotive; sowohl bei einfacher Dampfdehnung, wie bei Verbundwirkung ist sie der Innenzylinderlokomotive ziemlich gleichwertig, solange nicht mit hohen Füllungen gefahren wird. Sie verdient es also nicht, der Vergessenheit anheimzufallen, zumal sie noch den Vorteil hat, daß durch die Kurbelversetzung um 120° das Zucken zum Verschwinden gebracht werden kann.

Die Dreizylinderlokomotive mit zwei außenliegenden gleichgerichteten und einer innen in der Mitte liegenden, um 90° vor- oder nacheilenden Kurbel ist nicht untersucht worden, weil sie nur selten ausgeführt worden ist. Diese Bauart verdient Erwähnung wegen der bemerkenswerten Eigenschaft vollkommener Symmetrie beider Maschinenseiten. Nach dem Vorangegangenen ist es nicht schwer, sich von den Eigenheiten dieser Bauart eine Vorstellung zu machen. *Y*- und *L*-Linien an beiden Seiten fallen zusammen. Da der Lagerdruck rechts und links im gleichen Augenblick das Vorzeichen wechselt, so entfällt der Anlaß zur Schrägstellung der Achse, zur Wellenverdrehung und hiermit ein Anlaß zur Schlaglochbildung.

In den meisten Fällen geht man von den Zweizylinderlokomotiven sogleich zu den Vierzylinderlokomotiven über. Ihre großen Vorzüge hinsichtlich des Massenausgleichs sind bekannt. Läßt man nicht, wie hier angenommen, alle vier Zylinder auf eine Achse arbeiten, sondern die Hochdruckzylinder auf die eine, die Niederdruckzylinder auf eine zweite, so wird der rein zahlenmäßige Vorteil hinsichtlich des Lagerdruckes und der Rahmenbeanspruchung geringer, aber die richtige Verteilung der Kräfte wird unabhängig von der Wirksamkeit der Kuppelstangen. Ferner entfallen gewisse Arbeitsverluste, die mit der Wirkungsweise der Kuppelstangen verknüpft sind.

Es liegt die Frage nahe, ob sich nicht Mittel und Wege finden lassen, ungünstige Eigenschaften, die in den *Y*-, *L*- und *B*-Linien zum Ausdruck kommen, zu mildern. In der Tat enthalten unsre Untersuchungen an zwei Stellen Hinweise hierfür. Als Beispiel diene die Außenzylinderlokomotive.

Bei der Ableitung der Gleichung für die Umfangskraft habe ich angenommen, daß der Radstern im Vergleich zur Welle den verdrehenden Momenten gegenüber als vollkommen starr angesehen werden kann, so daß bei der Außenzylinderlokomotive das Triebwerk der einen Seite keine Umfangskraft am Rade der andern Seite hervorzurufen vermag. Das trifft nicht genau zu. Eine genauere Rechnung zeigt, daß wohl etwa 15 vH der Umfangskraft vermöge Formänderung des Radsternes durch die Welle an die andre Seite gelangen können. Von einer Benutzung dieses Ergebnisses habe ich wegen seiner Unsicherheit und der Umständlichkeit der zugehörigen Rechnung abgesehen. Die Folge dieser Vernachlässigung ist, daß die Unterschiede zwischen Y_r und Y_n in den Abbildungen stärker hervortreten, als den Tatsachen entspricht, und daß der Gegensatz zwischen Außen- und Innenzylinderlokomotive etwas zu schroff dargestellt ist.

Je starrer die Welle im Vergleich zum Radstern ist, um so größer wird der von der einen zur andern Seite übertragene Betrag der Umfangskraft sein. Die Vergrößerung des Wellendurchmessers hat also einen, wenn auch nicht sehr erheblichen, günstigen Einfluß.

Bei Güterzuglokomotiven mit ihren niedrigen Rädern, deren Radsterne außerdem durch die großen Gegengewichte versteift sind, wird keine Uebertragung durch die Welle — immer Außentriebwerk vorausgesetzt — zu erwarten sein.

Eine weitere Möglichkeit, den Verlauf der *Y*- und *L*-Linien günstig zu beeinflussen, wurde gestreift, als deren Veränderung mit steigender Geschwindigkeit behandelt wurde. Es zeigte sich, daß höhere Geschwindigkeit günstig wirkt, indem die Höchstwerte verringert werden. Die wichtigsten Abschnitte der *Y*- und *L*-Linien für eine Geschwindigkeit von 85 km/st sind in die Schaubilder für die Außen- und die Dreizylinderlokomotive eingetragen. Dieser günstige Einfluß ist eine Folge davon, daß die Gestängemassen aus bekannten Gründen nicht vollständig ausgeglichen sind. Verzichtet man auf den Ausgleich der hin- und hergehenden Massen ganz, so wird besonders für hohe Geschwindigkeiten dieser günstige Einfluß noch gesteigert werden. Bekanntlich erzielt man außerdem den Vorteil, die freien Fliehkräfte zum Verschwinden zu bringen. Der letztere Grund und die Gewichtersparnis sind der Anlaß gewesen, bei den neuesten Heißdampf-Schnellzuglokomotiven der Preußischen Staatsbahnen auf den Ausgleich der hin- und hergehenden Massen ganz zu verzichten, eine Maßregel, die in den eben angeführten Gründen eine weitere Rechtfertigung findet.

Die Mängel der Außenzylinderlokomotive lassen sich also wohl etwas mildern; aber die zu erzielenden Verbesserungen sind doch recht bescheiden, und ihre Stellung zur Innenzylinderlokomotive wird schon deshalb wenig dadurch beeinflußt, als ja auch deren Eigenschaften auf gleiche Weise noch verbesserungsfähig sind.

Die Unstetigkeit der Kräfte ist ein Mangel der Dampflokomotive gegenüber der elektrischen, die mit unveränderlichem Drehmoment arbeitet. Man hat, um noch mit wenigen Worten den Begriff der Reibungsziffer zu streifen, bei elektrischen Lokomotiven eine größere Reibungsziffer festgestellt und die Ursache hierfür u. a. im Stromdurchgang durch Rad und Schiene gesucht, der die Reibung vergrößern soll. Man braucht nicht auf derartige rätselhafte Vorgänge zurückzugreifen, wenn man nicht in den Fehler verfällt, zu glauben, daß sich die Umfangskräfte gleichmäßig durch die Welle von Rad zu Rad und durch die Kuppelstange von Achse zu Achse verteilen. Ersteres trifft nur für Innentriebwerke teilweise, letzteres, wie im Abschnitt V gezeigt, häufig nur sehr unvollkommen zu. Die Umfangskraft am einzelnen Rad ist also maßgebend. Uebersteigt diese die Reibungsgrenze, so gleitet das Rad und überträgt durch Wellenverdrehung einen Teil der Umfangskräfte auf das Rad der andern Seite. Sind bis dahin die Kuppelstangen infolge zu großer Spielräume an den Stangenlagern oder am Kuppelachslager noch spannungslos, so gleitet die Triebachse weiter und teilt den Stangen Spannung mit. Der Vorgang wird aber im allgemeinen nicht beendet sein, wenn die Kräfte gleichmäßig verteilt sind, sondern infolge von Stoß- und Massenwirkungen weicht die Kuppelachse gleitend aus, der Vorgang wiederholt sich: die Lokomotive schleudert, und zwar, obwohl der Wert (Summe der Umfangskraft) : (Summe der Radbelastungen) noch längst nicht die Reibungsziffer erreicht hatte.

Diese Betrachtungsweise beleuchtet mehrere Tatsachen:

1) Die gewöhnlich benutzte Reibungsziffer $\mu = {}^{1}/_{6}$ bis ${}^{1}/_{7}$ ist erheblich kleiner als die wahre Reibungsziffer, die größer als $^{1}/_{4}$ sein dürfte.

2) Die Ziffer, die für Lokomotiven verwendet werden darf, kommt dem letztgenannten Wert um so näher, je gleichmäßiger die Umfangskraft ist und je vollkommener die Kuppelstangen ihren Zweck erfüllen. Letzteres wird, wie im Abschnitt V gezeigt, dadurch erreicht, daß man die Spielräume der Stangenlager möglichst klein und den Spielraum der Triebachsen etwas größer als den an der Kuppelachse hält.

3) Ungekuppelte Lokomotiven werden hiernach mit größerer Reibungsziffer arbeiten als gekuppelte, Innenzylinderlokomotiven mit größerer als Außenzylinderlokomotiven. An erster Stelle stehen also ungekuppelte Innenzylinderloko-



motiven. Die hohen Zugkräfte englischer Lokomotiven dieser Bauart bestätigen dies.

4) Wenn man elektrische Lokomotiven mit gekuppelten Achsen ausführt, so geht ein Teil der Vorzüge, den der elektrische Antrieb hinsichtlich hoher Reibungsziffern bietet, wieder verloren.

Alle unsre Untersuchungen setzen als selbstverständliche Forderung einen starren Rahmen voraus, mit dem der Zylinder, die Zugvorrichtung und die Wellenlager möglichst eng wie zu einem Ganzen verbunden sind. Nur so hat man die Kräfte in seiner Gewalt und zwingt sie in bestimmte zweckdienliche Bahnen. Eine Unterbrechung dieses Zusammenhanges hat zur Folge, daß ein Teil der Kräfte dem eigentlichen Zweck verloren geht und statt dessen unerwünschte Nebenwirkungen hervorruft. Eine solche Unterbrechung mußte, weil unvermeidlich, besprochen werden, nämlich die Achslagerspielräume; als unerwünschte Nebenwirkungen haben wir die Wellenverdrehungen und das Anschleifen flacher Stellen an den Reifen erkannt. Der heutige Lokomotivbau sucht mit allen Mitteln dem Ziel einer durchaus starren Rahmenverbindung nahe zu kommen: Die Zylinder übertragen — merkwürdigerweise noch nicht allgemein üblich — den Druck durch Anlageflansch und Paßstück auf den Rahmen, die Achslager sind nachstellbar; für sehr große Kräfte, u. a. auch bei Heißdampflokomotiven, verwendet man dreiteilige Triebachslager, um dem wagerecht wirkenden Gestängedruck Rechnung zu tragen.

Die Anschauungen, die zu solchen Maßnahmen führen, haben sich nur sehr langsam Bahn gebrochen. Ueber die Kräfteverteilung im Rahmen, wie sie in den ersten Abschnitten eingehend besprochen worden ist, herrschten in den ersten Jahren, ja fast Jahrzehnten, des Lokomotivbaues sehr unklare Vorstellungen. Das beweisen die Ausführungen jener Zeiten.

Fig. 29 bis 31.
Lokomotive aus der ersten Hälfte der dreißiger Jahre.

Fig. 32 und 33.

Fig. 29 bis 31 zeigen eine Lokomotive aus der ersten Hälfte der dreißiger Jahre[1]). Die Verbindung der innenliegenden Zylinder mit der Triebachse ist außerordentlich sorgfältig hergestellt. Es dienen diesem Zweck vier innenliegende Rahmen R, die die Triebachse mit nachstellbaren Lagern L umfassen. Rahmen und Lager dienen nur der Kraftübertragung, nicht zum Tragen; entsprechend liegen die Lagerfugen auch senkrecht. Ein außenliegender Rahmen A ist Tragrahmen; auf ihn stützt sich der Kessel. Der Konstrukteur hat also richtig erkannt, daß Welle und Zylinder starr verbunden sein müssen. Diese Erkenntnis war billig, denn sie stammte aus dem Dampfmaschinenbau, und bis zu diesem Punkte war zwischen Dampfmaschine und Lokomotive kein Unterschied. Bei der Kraftübertragung aber liegen die Verhältnisse ganz anders als bei der Dampfmaschine, und man ging fehl. Jene Rahmen R sind nämlich nach hinten bis zum Stehkessel verlängert und mit ihm vernietet. Die Zugvorrichtung Z aber liegt weitab für sich im Außenrahmen. Man überlege, welche Umwege die Kräfte machen und welche unerwünschten Nebenwirkungen sie in Gestalt von Verbiegungen usw. hervorrufen müssen. Durch die Verlängerung der Innenrahmen gelangt die Kraft $P - L = Z$ zum Kessel, von diesem mittels der hierzu ganz ungeeigneten, weil gegen Biegung wenig widerstandsfähigen Stützen S auf den Außenrahmen und von diesem endlich zum Kuppelbolzen.

Uebrigens enthält diese Ausführung einen gesunden Gedanken, d. i. die Auflösung des Rahmens in einen Gewicht tragenden und einen Kraft übertragenden Teil, entsprechend dem ganz neuzeitlichen Grundsatz des Maschinenbaues, daß jeder Maschinenteil nur einem Zweck dienen soll. Ansätze zur Wiederaufnahme dieses Gedankens finden sich bei Lokomotiven späterer und auch neuerer Zeiten hauptsächlich englischen Ursprunges.

Ende der dreißiger Jahre brachte man die Zugvorrichtung mit der Rückseite des Stehkessels in Verbindung. Außenrahmen und Kesselträger sind dabei entlastet, aber die Zugkraft beansprucht noch das Blech des Stehkessels, was uns heute ganz unzulässig erscheint.

In Fig. 32 und 33 ist das Stehkesselende einer solchen Lokomotive dargestellt. Die nicht mit dargestellten vorderen Rahmenteile sind ebenso wie in Fig. 29 bis 31 ausgeführt.

Fehlerhafte Ausführungen dieser und ähnlicher Art kommen bis in die fünfziger Jahre hinein vor.

Als ein seltsames Ueberbleibsel findet sich noch bei Lokomotiven der sechziger Jahre die mittlere Kesselstütze S in einer Ausführungsform vor, die sich offenbar aus der in Fig. 29 bis 31 dargestellten entwickelt hat. Die Vernietung mit dem Langkessel ist beibehalten, obwohl sie zwecklos geworden ist; denn die erwähnten liegenden Momente sind, weil die Lokomotiven dieser Jahre schon richtige gegenseitige Anordnung von Lager, Rahmen und Zugvorrichtung aufweisen, nicht mehr vorhanden. Erst allmählich verläßt man jene Vernietung, und es entsteht der moderne Kesselträger mit Gleitlager.

Ein merkwürdiger Verstoß gegen die Regel, der freilich wohl mit vollem Bewußtsein und zur Umgehung anderweitiger Schwierigkeiten getan wurde, findet sich bei einer ganz neuzeitlichen Lokomotivgattung, nämlich den Zahnradlokomotiven gemischter Bauart, indem die Zylinder des innen liegenden Zahnradtriebwerkes nicht an ihrem Rahmen befestigt sind, der als geschlossener Kasten ohne Verbindung mit dem Hauptrahmen auf den Achsen ruht, sondern unter

[1]) Skizze nach einer Tafelzeichnung in »Chemins de fer« von Armengaud, Paris 1889.

der Rauchkammer an eben diesem Hauptrahmen liegen. Eine starke Biegungsbeanspruchung der den Kastenrahmen tragenden Achsen ist die Folge.

Durch Querversteifungen und die Achshalterstege soll dem Rahmen jede Biegungsbeanspruchung fern gehalten und durch die ersteren die Beanspruchung auf Knickung unschädlich gemacht werden, so daß nur die im Abschnitt VI berechneten Zug- und Druckbeanspruchungen zur Geltung kommen. Vollständig wird dies nicht gelingen. Man darf deshalb nicht in den Fehler verfallen, aus einer einfachen Berechnung auf Zug oder Druck auf eine geringe Rahmenbeanspruchung durch die *L*- oder *B*-Kräfte zu schließen. Es kommt aber noch ein andrer Grund hinzu, dessen Beachtung vor einer Unterschätzung dieser Beanspruchung bewahren wird. Die Kräfte wirken nämlich nicht nur ungleichmäßig, dem Gesetz der Dampfverteilung folgend, sondern infolge der Achslagerspielräume auch stoßweise. Dies tritt besonders störend in die Erscheinung, wenn die Rahmenbeanspruchung durch die *L*-Kräfte dargestellt wird, also wenn die Lokomotive vorwärts fahrend den Zug schiebt. Könnte man diese Stoßwirkung durch eine einfache Berechnung in den Beanspruchungsziffern zum Ausdruck bringen, so würden sich diese den im Maschinenbau üblichen weit mehr nähern. Damit ist dann auch der Schluß berechtigt, daß mit einer Verminderung der *B*- und *L*-Ziffern eine Verminderung des Rahmengewichtes Hand in Hand gehen könne.

Daß die Beanspruchung durch Eigengewicht stets mitberücksichtigt werden muß, ist selbstverständlich. Diese Kräfte, die immer als Biegungsbeanspruchung auftreten, können im vorderen Rahmenabschnitt für mittlere Federlage zum Verschwinden gebracht werden, indem man den Rahmen an der Stelle auf das Drehgestell stützt, wo er die Last vom Rauchkammerträger aufnimmt. Für den Abschnitt von der Trieb- bis zur Kuppelachse, um bei dem Beispiel der $^2/_4$-gekuppelten Lokomotive zu bleiben, wird der Kessel durch den Stehkessel-Gleitträger gestützt und ruft so Biegungsmomente hervor. Diese könnte man umgehen, wenn man zwei Abstützungen anbrächte, und zwar genau über den Rahmenausschnitten für die Trieb- und Kuppelachse; Biegungsmomente träten dann nur zwischen den Aufhängepunkten der einzelnen Feder und mit einem Hebelarm gleich der halben Federlänge auf. Freilich ist dabei Voraussetzung, daß die Federn nicht durch einen Ausgleichhebel miteinander verbunden sind; denn dessen Drehpunkt würde einen neuen Stützpunkt für den Rahmen bedeuten. Nimmt man statt der Blattfedern Wickelfedern ohne Ausgleichhebel, so verschwindet der Hebelarm und mit ihm das Moment fast ganz.

Eine derartige Anordnung würde also einen Rahmen ergeben, der frei von Biegungsbeanspruchung ist, solange die Verteilung der Last auf die Schienen nicht durch das Federspiel gestört wird. Der Zusammenbau dürfte freilich seine Schwierigkeiten haben; denn die Drücke der Kesselstützen müssen gleich den beabsichtigten Gegendrücken der Federn, vermindert um das Gewicht des betreffenden Rahmenabschnittes, sein. Da die Federspannungen als Regler der Achsbelastung in einem bestimmten Verhältnis — für Trieb- und Kuppelachse 1:1 — zueinander stehen müssen, so gilt dies also auch für die Kesselstützen. Ohne Stellvorrichtungen an mindestens einer der Kesselstützen wird dieser Forderung beim Zusammenbau kaum genügt werden können.

Ein eigenartiger Bestandteil des Lokomotivtriebwerkes, der sich kaum in die üblichen Maschinenelemente einreihen läßt und darum bisher auch keine eingehendere wissenschaftliche Würdigung gefunden hat, bilden die Kuppelstangen. Das Eigenartige und sonst im Maschinenbau nicht Wiederkehrende ist, daß sie eigentlich nur vermöge gewisser Unvollkommenheiten im Zusammenbau der Maschine wirken können. Ist eine solche von vornherein nicht vorhanden, indem die Achslager genau passend in ihren Führungen gleiten, so bildet sie sich vorübergehend aus, solange die Triebachse zur Uebertragung der Umfangskraft nicht genügt, indem Trieb- und Kuppelachse um einen sehr kleinen Winkel gegeneinander verlaufen, so daß Trieb- und Kuppelkurbel nicht mehr genau parallel sind. Günstiger ist es für die Wirksamkeit der Kuppelstangen, wenn eine Unvollkommenheit in Gestalt eines Spielraumes an den Triebachslagern von vornherein vorhanden ist, weil dann die Reibungsverluste und die Abnutzung durch Entstehen und Verschwinden jenes Verlaufungswinkels entfallen. Dieser Spielraum muß an der der Kuppelachse zugekehrten Lagerseite etwas größer sein als an der andern.

Es ist also der seltsame Widerspruch vorhanden, daß das Spiel im Triebachslager einerseits wegen der Erschütterungen beim Vorzeichenwechsel des Lagerdruckes und wegen der Gefahren der Schlaglochbildung lästig, anderseits aber in seiner Wirkung auf die Kuppelstangen vorteilhaft ist. Werden beide Achsen durch je ein Zylinderpaar angetrieben, so entfällt jeder Zwiespalt.

Die Wirkungsweise der Kuppelstangen ist je nach der Größe von σ, s und ihren eigenen Abmessungen, nach etwa in ihnen enthaltenen Gelenken usw. sehr verschieden. Sie ist bald mit Reibungsverlusten verbunden, wenn ein Verlaufungswinkel eintreten muß, bald, wenn σ an der Triebachse groß genug ist, auch nicht. Hieraus mögen sich die widersprechenden Ergebnisse erklären, die man hinsichtlich der durch die Kuppelstangen verursachten Widerstandsvermehrung gefunden hat. Als seinerzeit das »Für und Wider« der ungekuppelten Lokomotiven eingehend erörtert wurde, schätzte man diesen Widerstand auf Grund der damals vorliegenden Versuchsergebnisse sehr hoch und sah hierin einen Nachteil der gekuppelten Lokomotiven. Bei späteren Versuchen wurden zuweilen sehr viel geringere Werte gefunden. Uebrigens haben Ablaufversuche zur Ermittlung des Kuppelstangenwiderstandes keinen Sinn. Die Lokomotive muß unter Dampf laufen, damit jene eigenartigen im Abschnitt V behandelten Vorgänge, die Verluste herbeiführen können, eintreten. An der leer laufenden Lokomotive kann sich keine meßbare Widerstandsvermehrung durch die Kuppelstangen ergeben, es sei denn, daß grobe Fehler im Zusammenbau vorliegen, z. B. Verschiedenheiten zwischen Länge der Kuppelstange und Achsabstand, oder verschiedene Durchmesser von Trieb- und Kuppelachse. Brauchbare Versuchsergebnisse, die jene Widerstandsvermehrung abhängig von der Beanspruchung der Maschine, also von Füllung und Geschwindigkeit einerseits und von den Größen s und σ anderseits angeben, liegen nicht vor.

Versuche, die hierüber sowie über die andern im Verlaufe dieser Arbeiten untersuchten Vorgänge Aufschluß geben könnten, sind umständlich und kostspielig, und die Gelegenheit, sie mit der wünschenswerten Genauigkeit auszuführen, ist selten. Um so mehr sollte man sich jede Betriebserfahrung auf diesen und verwandten Gebieten nutzbar und durch Veröffentlichung weiteren Kreisen zugänglich machen. Ein Lager, das hartnäckig heiß läuft, ohne daß zunächst eine Ursache festzustellen ist, eine während der Fahrt plötzlich ohne sichtbaren Anlaß gebrochene und fortgeschleuderte Kuppelstange, ein Rahmenbruch, der wieder und wieder bei einer bestimmten Lokomotivgattung auftritt — alle solche an und für sich unerwünschten Vorfälle verdienen genaueste Untersuchung. Die Veröffentlichung derartiger Untersuchungen von Maschinenschäden, die heute in unsern technischen Zeitschriften einen viel zu geringen Raum einnimmt, verdient den Dank der Fachgenossen. Die schadhafte Maschine ist für den Ingenieur das, was der kranke Mensch, die Pathologie, für den Arzt ist; ihr Studium ist eine unbedingt notwendige Ergänzung der fachlichen Bildung. Maschinen entstehen sehen, ist eine gute Schulung, und Maschinen schaffen, bedeutet ein tüchtiges Können, das aber immer von neuem befruchtet werden muß durch das Studium der lebenden, arbeitenden und — leidenden Maschine.

Untersuchungen zur Frage der Erwärmung elektrischer Maschinen.[1]

Von Dipl.-Jng. **Ludwig Ott.**

(Mitteilung aus dem Laboratorium für technische Physik der Kgl. Technischen Hochschule München.)

Gerade in einem der wichtigsten Abschnitte der Theorie elektrischer Maschinen, nämlich in der Frage der Erwärmung, sind unsre heutigen Kenntnisse verhältnismäßig lückenhaft. Zum Teil liegt das an einem gewissen Rückstand der Theorie an sich, zum Teil aber fehlen uns noch die für Berechnungen notwendigen Größen über das Wärmeleitvermögen der verschiedenen Baustoffe elektrischer Maschinen und über die Kühlwirkung ventilierter Flächen.

Um in dieser Hinsicht zur Erweiterung unsrer Kenntnisse beizutragen, wurden im Laboratorium für technische Physik der Kgl. Technischen Hochschule München auf Veranlassung des Professors Gisbert Kapp Versuche an Paketen aus sogenannten Dynamoblechen angestellt, um deren innere Wärmeleitfähigkeit parallel und quer zur Schichtung und ferner die Wärmeübergangzahl vom nackten und lackierten Blechpaket an ruhende und strömende Luft zu ermitteln. Der Verein deutscher Ingenieure hat die Versuche in dankenswerter Weise durch Bereitstellung der nötigen Geldmittel unterstützt.

Im Anschluß an den ausführlichen Bericht über diese Versuche in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« Heft 35 und 36 habe ich dort in einem zweiten Teil der Abhandlung die Temperaturverteilung in warmen Feldspulen rechnerisch verfolgt. Hierbei muß hervorgehoben werden, daß zwar mehrere Versuchsberichte über dieses Thema mit reichhaltigem Material vorliegen, daß aber an keiner Stelle allgemeinere, über den besondern Fall hinausreichende Beziehungen zwischen Außentemperatur, Mitteltemperatur und Höchsttemperatur aufgestellt sind.

[1]) Auszug aus dem gleichbenannten Bericht in Heft 35 und 36 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten«.

I. Wärmeleitvermögen der lamellierten Armatur.

Die Versuche über innere Wärmeleitung wurden im wesentlichen nach dem bekannten Pécletschen Verfahren durchgeführt, bei dem das Wärmeleitvermögen eines Körpers im Dauerzustand der Temperaturverteilung aus der durch einen Querschnitt strömenden Wärmemenge und dem Temperaturgefälle senkrecht zu diesem Querschnitt bestimmt wird. Das Verfahren ist in der Theorie vervollkommnet und mittels umfangreicher Versuchsanordnungen in größter Genauigkeit durchgeführt worden. Fig. 1 gibt ein Bild der Versuchseinrichtung zur Bestimmung des innern Wärmeleitvermögens quer zu den Blechscheiben.

Fig. 1. Versuchseinrichtung zur Bestimmung des Wärmeleitvermögens von Blechpaketen

Das seitlich möglichst gegen Wärmeausstrahlung geschützte Blechpaket lag zwischen zwei flachen Messingzylindern A und B, von denen der untere mit heißem Wasser gefüllt war, das durch den elektrischen Scheibensieder C auf gleichbleibender Temperatur und mittels des Rührers D in dauernder Bewegung gehalten wurde. Das obere Gefäß diente als Kalorimeter, indem es von einer sich gleichbleibenden Wassermenge von etwa Zimmertemperatur durchströmt wurde, aus deren Temperaturzunahme zwischen Ein- und Austritt die aufgenommene Wärme berechnet wurde. Der Temperaturabfall im Blechpaket ist durch feine Thermoelemente bestimmt und zur Berechnung des Wärmeleitvermögens nur die durch die oberste Blechscheibe strömende Wärmemenge in Betracht gezogen worden. (Statt des zylindrischen Blechpaketes wurde bei andern Versuchen unter entsprechender Aenderung der Versuchseinrichtung auch ein würfelförmiges Paket benutzt.)

Die Wärmeübergangzahl vom Blechpaket an die Luft wurde in ähnlicher Weise bestimmt. Es wurde dann bei der eben beschriebenen Einrichtung das Kalorimeter weggelassen und an seiner Stelle ein Holzkanal über das Blechpaket hinweggeführt, vergl. Fig. 2, in dem durch einen Kreiselventilator eine Luftströmung in Stufen von 0 bis 30 m/sk Geschwindigkeit erzeugt wurde.

Die Wärmeübergangzahl ist dann aus der Ueberlegung bestimmt worden, daß die durch die letzte Materialschicht mittels innerer Leitung fortgepflanzte Wärmemenge gleich der von der Oberfläche an die Luft abgegebenen ist.

In Kürze können die Ergebnisse der Untersuchung wie folgt zusammengefaßt werden:

1) Bei den untersuchten Blechpaketen (Bleche mit 0,5 mm Eisendicke auf 0,05 mm Papierdicke) ergab sich die innere Wärmeleitfähigkeit parallel zur Schichtung zu

$$k_p = 0{,}1365 \text{ [gcal cm}^{-1}\text{ grad}^{-1}\text{ sk}^{-1}\text{]};$$

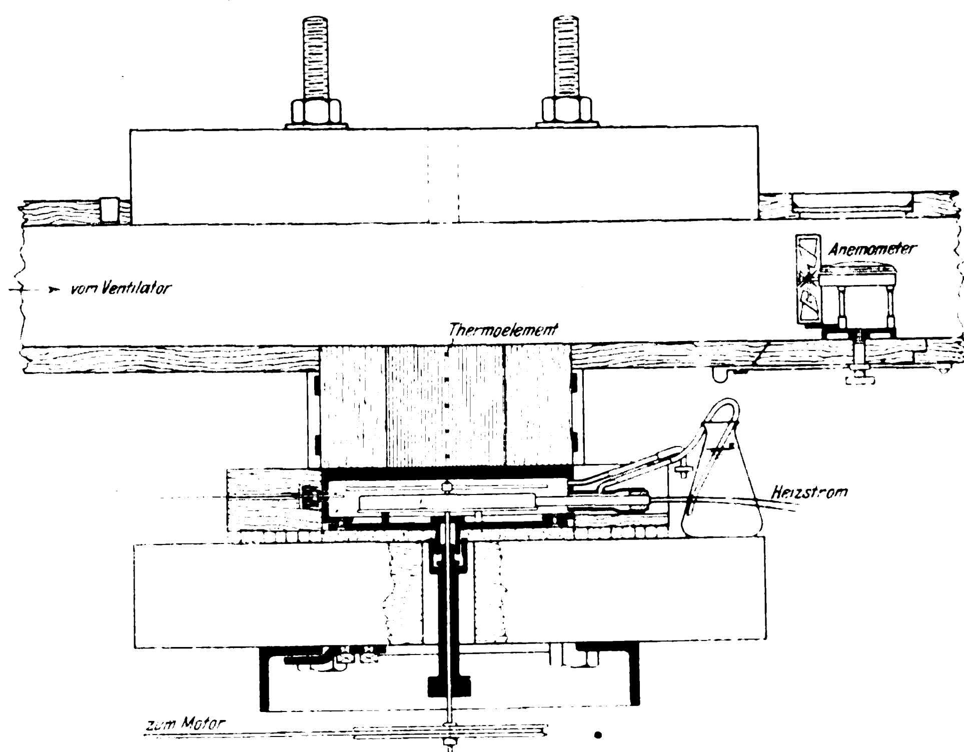
daraus berechnet sich das Wärmeleitvermögen des Eisens für sich zu

$$k = 0{,}150.$$

2) Die innere Wärmeleitfähigkeit eines Paketes aus Dynamoblechen quer zur Schichtung ist stark abhängig von der

Fig. 2.

Versuchseinrichtung zur Bestimmung des Wärmeübergangea vom Blechpaket an die Luft.



mehr oder weniger glatten Beschaffenheit der Walzhaut der Bleche und in geringerem Maße auch von der Pressung zwischen den einzelnen Lamellen. Es ergaben sich bei den Messungen Werte von

$$k_q = 0{,}00105 \text{ bis } k_q = 0{,}00279 \ [\text{gcal cm}^{-1} \text{ grad}^{-1} \text{ sk}^{-1}];$$

das Verhältnis $k_q : k_p$ schwankte also je nach der Beschaffenheit der Blechoberfläche zwischen den Werten 1:50 und 1:130.

Für ein Paket aus beliebigen Dynamoblechen kann das Wärmeleitvermögen quer zur Schichtung berechnet werden nach der Formel

$$k_q = \frac{\delta_1 + \delta_2}{\frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{1}{\alpha}};$$

hierin bedeutet

δ_1 die Eisendicke eines Bleches in cm,
δ_2 » Dicke einer isolierenden Zwischenlage in cm,
k_1 das Wärmeleitvermögen des Eisens ($k_1 = 0{,}15$ [gcal cm^{-1} grad^{-1} sk^{-1}],
k_2 das Wärmeleitvermögen der Isolierschicht (für Papier $k_2 = 0{,}0003$, für Lack $k_2 = 0{,}0006$),
α die Wärmeübergangzahl zwischen zwei einzelnen Lamellen des Blechpaketes. Für diese ergeben sich aus den durchgeführten Versuchen Werte zwischen $\alpha = 0{,}20$ und $\alpha = 0{,}04$ [gcal cm^{-2} grad^{-1} sk^{-1}], wobei der größere Wert für ganz glatte Bleche und starke Pressung des Paketes gilt.

3) Für die Wärmeübergangzahl an Luft folgt aus den Versuchen eine lineare Zunahme mit wachsender Luftgeschwindigkeit v, und zwar ergab sich für nackte und für dünn lackierte Oberfläche des Blechpaketes

$$h = 0{,}00052\,(1 + 0{,}25\,v) \quad [\text{gcal cm}^{-2} \text{ grad}^{-1} \text{ sk}^{-1}],$$

für stark lackierte Oberfläche

$$h = 0{,}00072\,(1 + 0{,}107\,v),$$

worin beidemal v in m/sk einzusetzen ist.

Benutzt man bei Berechnung der Größe h statt der Grammkalorie die Wattsekunde, so ist ihr reziproker Wert

im ersten Fall $\quad \frac{1}{h} = \frac{460}{1 + 0{,}25\,v}$,

im zweiten Fall $\quad \frac{1}{h} = \frac{330}{1 + 0{,}107\,v}$.

Die Uebereinstimmung des Faktors $1 + 0{,}107\,v$ mit dem von Kapp eingeführten Faktor $1 + 0{,}1\,v$, mit dem gewöhnlich bei umlaufenden Teilen elektrischer Maschinen der Einfluß der Umfangsgeschwindigkeit auf die Erwärmung berücksichtigt wird, ist bemerkenswert.

4) Bei Berechnung der Uebertemperatur des lamellierten Eisens mit Lüftung (z. B. einer Ankerarmatur mit Luftschlitzen) wird meist eine Formel von folgendem Bau angewandt:

$$T = \frac{A}{\Sigma F_1 + \alpha\,\Sigma F_2}\,\frac{1}{h_0\,(1 + c\,v)};$$

darin ist

A die in Wärme umgesetzte Arbeit,
ΣF_1 die Gesamtheit aller durch die Blechkanten gebildeten Kühlflächen,
ΣF_2 die Gesamtheit aller durch die Endbleche der einzelnen Pakete gebildeten Kühlflächen,
α ein echter Bruch.

Es ist im ausführlichen Bericht gezeigt, daß α kein unveränderlicher Wert sein kann, sondern um so kleiner wird,

1) je kleiner das Verhältnis $k_q : k_p$,
2) je größer die Höhe eines Blechpaketes,
3) je kleiner das Verhältnis $\Sigma F_2 : \Sigma F_1$,
4) je größer die Wärmeübergangzahl $h = h_0\,(1 + c\,v)$, also je größer die Luftgeschwindigkeit ist.

Würde diese Veränderlichkeit von α mit der Luftgeschwindigkeit **nicht berücksichtigt**, so müßte die nach obiger Formel **berechnete** Uebertemperatur T eines Maschinenankers bei großer Umfangsgeschwindigkeit notwendigerweise kleiner ausfallen als die **tatsächlich auftretende**. Diese Erscheinung ist auch beobachtet und meist zu ungunsten der Formel ausgelegt worden, während sie nach meinen Darlegungen über α im Gegenteil geeignet ist, die Formel als brauchbar zu stützen.

II. Erwärmungsgleichungen für Feldspulen.

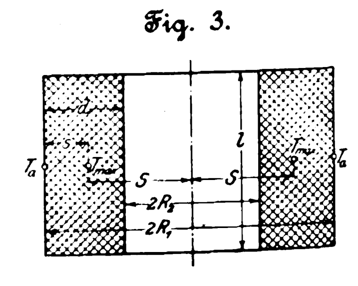
Bei Aufstellung der Erwärmungsgleichungen sind zunächst folgende Voraussetzungen gemacht:

1) Die in dem hohlzylindrischen Körper — Spule in allgemeiner Auffassung — erzeugte Wärme verteile sich vollkommen gleichmäßig über das ganze Volumen;

2) die innere Wärmeleitfähigkeit der Spule sei an allen Punkten dieselbe, das Material sei also in bezug auf Wärmeleitung isotrop;

3) in der Spule finde Wärmeströmung nur in radialer Richtung statt.

Fig. 3.



Mit Bezug auf Fig. 3 seien nachstehende Bezeichnungen eingeführt:

$2R_1$ und $2R_2$ = Außen- und Innendurchmesser der Spule,
d = Dicke der Spule = Wickeltiefe,
s = radiale Entfernung des heißesten Punktes (T_{max}) von der äußeren Mantelfläche,
S = radiale Entfernung des heißesten Punktes von der Spulenachse,
$\frac{R_2}{R_1} = m$ = Höhlungsverhältnis der Spule,

$\frac{S}{R_1} = n,$

$\frac{s}{d} = \frac{1-n}{1-m}$ = relative Lage von T_{max},

$\Sigma F = F_1 + F_2$ = äußere Mantelfläche + innere Mantelfläche,

A = gesamte in der Spule erzeugte Wärme bezw. gesamter Effektverlust,

k = inneres Wärmeleitvermögen der Spule,

h_1 bezw. h_2 = Wärmeübergangzahl (äußeres Wärmeleitvermögen) von der äußeren bezw. inneren Mantelfläche an das umgebende Mittel.

Die im ausführlichen Bericht angegebene Berechnung liefert folgende Formeln[1]):

1) Ort der höchsten Temperatur.

$$n = \sqrt{m}\sqrt{\frac{1 + m\frac{h_1}{h_2} + \left(\frac{d}{2}\frac{h_1}{k}\right)(1+m)}{\frac{h_1}{h_2} + m + \left(\frac{d}{2}\frac{h_1}{k}\right)\frac{2m}{1-m}\ln\frac{1}{m}}}.$$

Diese theoretisch genaue, aber unhandliche Formel ist durch die einfachere Näherungsformel ersetzt:

$$\frac{s}{d} = \frac{1}{1 + a\sqrt[b]{m}},$$

wobei a den Wert

$$\frac{1 + \frac{d\,h_1}{2k}}{\frac{h_1}{h_2} + \frac{d\,h_1}{2k}}$$

hat, während der Exponent b, der auch von $\frac{h_1}{h_2}$ und $\frac{d\,h_1}{2k}$ abhängt, nur in engen Grenzen nach Maßgabe der nachstehenden Zahlentafel 1 schwankt.

Zahlentafel 1. Werte von b.

$\frac{d\,h_1}{2k}$	$h_2 =$						
	$^1/_5\,h_1$	$^1/_3\,h_1$	$^1/_2\,h_1$	h_1	$2\,h_1$	$3\,h_1$	$5\,h_1$
0,5	2,50	2.49	2,48	2,54	2,74	2,83	3,00
1,0	2,68	2.73	2,77	2,97	3,24	3,43	3,67
1,5	2,87	2,94	3,04	3,33	3,64	3,82	4,03
2,0	3,00	3,12	3,25	3,61	3,93	4,10	4,26
2,5	3,12	3,28	3,45	3,76	4 12	4,29	4.46
3,0	3,23	3,43	3,63	4,00	4,30	4,46	4,60
3,5	3 30	3,53	3,80	4,11	4,45	4,61	4,73
4,0	3,39	3,59	4,00	4,24	4,57	4,73	4,87

2) Temperatur T_a an der Außenfläche der Spule.

$$T_a = \frac{A}{F_1}\,\frac{1}{h_1}\,\frac{1-n^2}{1-m^2}$$
$$= \frac{A}{F_1}\,\frac{1}{h_1}\,B.$$

Praktisch vorkommende Werte von B sind in Zahlentafel 2 angegeben.

Zahlentafel 2. Werte von B.

$\frac{s}{d}$	$m =$						
	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
1,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,9	0,900	0,905	0,910	0,916	0,923	0,930	0,939
0,8	0,800	0,808	0,818	0,828	0,840	0,853	0,869
0,7	0,700	0,711	0,723	0,737	0,752	0,770	0,790
0,6	0,600	0,613	0,627	0,642	0,660	0,680	0,703
0,5	0,500	0,513	0,528	0,554	0,562	0,583	0,607
0,4	0,400	0,413	0,427	0,442	0,460	0,480	0,503

[1]) Alle Formeln können auch für rechteckige Spulen Verwendung finden, indem man für die einzelne, eben begrenzte Seitenfläche $m = 1$ setzt.

3) Höchsttemperatur T_{max} der Spule.

$$T_{max} = T_a\left[1 + \frac{d\,h}{2\,h}\left(\frac{s}{d}\right)(1+\alpha)\right].$$

Die Größe α ist stets klein und könnte praktisch vernachlässigt werden. α hängt ab von $n = 1 - \frac{s}{d}(1-m)$, und zwar nach Maßgabe von Zahlentafel 3.

Zahlentafel 3. Werte von α.

$n =$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,0
$\alpha =$	0,0	0,009	0,025	0,047	0,067	0,078	0,084	0,088	0,083	0,060	0,0

4) Mittlere Temperatur T_m der Spule.

$$T_m = T_a\left[\frac{1-n^2}{1-m^2} + \frac{(n^2-m^2)^2}{m(1-m^2)(1-n^2)}\,\frac{h_1}{h_2} + \frac{(1-n^2)^2 - (n^2-m^2)^2 - 2n^2(1-m^2-2n^2\log{}^1/_m)}{(1-m^2)(1-m)(1-n^2)}\,\frac{d\,h_1}{4k}\right]$$
$$= T_a\left[B + C\frac{h_1}{h_2} + D\frac{d\,h_1}{4k}\right].$$

Die Zahlenwerte von B, C und D können den Zahlentafeln 2, 4 und 5 entnommen werden.

Zahlentafel 4. Werte von C.

$\frac{s}{d}$	$m =$				
	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4
1,00	0	0	0	0	0
0,90	0,011	0,011	0,011	0,011	0,010
0,80	0,050	0,051	0,051	0,050	0,050
0,70	0,129	0,134	0,136	0,137	0,140
0,68	0,151	0,158	0,160	0,163	0,166
0,66	0,175	0,184	0,188	0,191	0,197
0,64	0,203	0,214	0,218	0,224	0,231
0,62	0,233	0,247	0,253	0,260	0,270
0,60	0,267	0,285	0,292	0,301	0,314
0,58	0,304	0,326	0,335	0,347	0,364
0,56	0,346	0,372	0,384	0,399	0,420
0,54	0,392	0,424	0,439	0,457	0,484
0,52	0,443	0,482	0,499	0,522	0,555
0,50	0,500	0,546	0,568	0,595	0,635
0,48	0,563	0,617	0,644	0,678	0,726
0,46	0,634	0,698	0,729	0,770	0,830
0,44	0,713	0,788	0,826	0,875	0,946
0,42	0,801	0,890	0,934	0,993	1,078
0,40	0,900	1,004	1,057	1,127	1,229

Zahlentafel 5. Werte von D.

$\frac{s}{d}$	$m =$				
	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4
1,00	1,333	1,319	1,301	1,283	1,254
0,90	1,082	1,091	1,089	1,085	1,076
0,80	0,867	0,893	0,897	0,904	0,908
0,70	0,705	0,737	0,749	0,762	0,774
0,68	0,681	0,715	0,728	0,741	0,754
0,66	0,660	0,698	0,709	0,724	0,739
0,64	0,643	0,682	0,695	0,710	0,726
0,62	0,631	0,672	0,685	0,701	0,719
0,60	0,622	0,667	0,680	0,696	0,716
0,58	0,619	0,665	0,679	0,698	0,719
0,56	0,621	0,669	0,684	0,705	0,729
0,54	0,629	0,681	0,697	0,717	0,746
0,52	0,644	0,698	0,720	0,744	0,773
0,50	0,667	0,725	0,748	0,776	0,809
0,48	0,698	0,763	0,788	0,820	0,857
0,46	0,739	0,811	0,838	0,875	0,918
0,44	0,790	0,872	0,903	0,944	0,994
0,42	0,855	0,948	0,982	1,030	1,089
0,40	0,933	1,034	1,079	1,135	1,204

An diese allgemeinen Gleichungen, deren Anwendung sich mittels der Zahlentafeln sehr einfach gestaltet, schließen sich im ausführlichen Bericht die Vereinfachungen in besondern Fällen der Spulenform (z. B. rechteckige Spulen oder wulstförmige Spulen) oder der Wärmeableitung an, und weiterhin ist insbesondere das Verhältnis $\frac{T_{max} - T_a}{T_m - T_a}$, das für Temperaturberechnungen sehr brauchbar ist, einer Besprechung unterzogen. Zur Erläuterung der Formeln und ihrer Anwendung ist noch ein ausführliches Zahlenbeispiel berechnet, in welchem besonders der Einfluß verschieden starker Kühlung des Innenmantels der Spulen auf die Höchsttemperatur klargestellt ist.

Zum Schluß ist der Geltungsbereich der Gleichungen und ihre noch ausstehende Erweiterung auf kurze, dicke Spulen behandelt, die jedenfalls durch neuerdings im Münchener Laboratorium in Angriff genommene Versuche gefördert werden wird.

Die wirtschaftliche Bedeutung der Preßluftwerkzeuge.

Von Dr. **Alexander Lang**, Dipl.-Ing., Frankfurt a. M.

Die Handlichkeit der Preßluftwerkzeuge und ihre Leistungsfähigkeit sind zwei Eigenschaften, die diese Werkzeuge geeignet machen, Arbeiten auszuführen, deren Bewältigung durch Handarbeit ausgeschlossen ist. Ein Wettbewerb zwischen Handbetrieb und Preßluftbetrieb besteht also auf Gebieten solcherart nicht. Demgegenüber gibt es aber Arbeiten, die sowohl mit der Hand als auch mit Preßluftwerkzeugen ausgeführt werden können. Hier ist deshalb die Wirtschaftlichkeit ausschlaggebend für die Anwendung der einen oder der andern Arbeitsweise. Auf dem Wege der Umfrage hat man des öfteren schon die Arbeitskosten der verschiedenen Preßluftwerkzeuge eingeholt und daraus entsprechende Mittelwerte berechnet. Diese Umfragen ergaben aber nur fertige Zahlen und gewähren keinen Einblick in die Verhältnisse, unter denen die einzelnen Kostenwerte entstanden sind. Dies zu wissen, ist indes sehr wichtig, denn die Arbeitskosten sind von Betrieb zu Betrieb verschieden, da sie von einer großen Anzahl sehr veränderlicher Faktoren abhängen. Ich möchte die Gesamtheit aller dieser Faktoren zusammenfassen in die Hauptposten: die Kosten der Druckluft, die Betriebs- und Unterhaltungskosten und die Kosten des aufgewendeten Kapitals, d. h. Abschreibung und Verzinsung des Anlagekapitals.

Der erste Posten richtet sich in der Hauptsache nach dem Wirkungsgrad des Maschinensatzes, also Dampfmaschine und Kompressor, oder Elektromotor und Kompressor usw., und außerdem nach den Brennstoffkosten. Der zweite Posten ist von einer großen Anzahl von Umständen abhängig: Tagelöhnen, Ausbesserungen, Kosten für Schmieröl, Putzstoffe usw. Der dritte Posten richtet sich nach dem Preis des Werkzeuges, dem Zinsfuß und der Höhe der Abschreibungsquote.

Die Gesamtheit aller drei Hauptfaktoren ist schließlich wiederum abhängig von der Benutzungszeit des Werkzeuges und der Preßluftanlage; denn die Kosten der Maschinenarbeit sind um so niedriger, je mehr die Anlage voll ausgenutzt wird, da sich alsdann die Abschreibungsquote auf eine längere Zeit verteilt.

Um einen Einblick in die Rentabilitätsbedingungen des Druckluftbetriebes zu gewinnen, mache ich folgende Festsetzungen; es seien:

y die Tageskosten,
x die Benutzungszeit in Tagen,
t die Gesamtheit der drei Hauptposten.

Zwischen diesen drei Größen besteht der Zusammenhang

$$y = F[x, f(t)].$$

Um diese Gleichung in einem ebenen, rechtwinkligen Koordinatensystem darstellen zu können, habe ich sämtliche Veränderlichen auf der rechten Seite der Gleichung auf eine einzige zurückzuführen. Will ich x als wichtigste Veränderliche beibehalten, so setze ich für die Veränderlichen unter t feste Werte, d. h. einen bestimmten Druckluftpreis, entsprechende Werte für Betrieb und Unterhaltung und einen bestimmten Werkzeugpreis; alsdann geht die Gleichung über in

$$y = F(x).$$

Diese Gleichung soll nun dargestellt werden. Bezüglich der einzelnen Sätze lege ich die Angaben der Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M., zugrunde, da die Werkzeuge dieser Firma heute verbreiteter sind als die aller andern deutschen Firmen zusammengenommen.

Ich wähle eine kleine Preßluftanlage, die für zahlreiche Betriebe ausgeführt worden ist. Sie umfaßt einen Kompressor von 3,3 cbm/min Saugleistung bei normaler Umlaufzahl, einen Niethammer, eine Nietmaschine und 2 Meißelhämmer an Werkzeugen. Die Erfahrung hat ergeben, daß für eine solche Anlage rd. 1,5 cbm/min freie Luft erforderlich werden[1]); der Kompressor braucht also nur mit der halben Umdrehungszahl zu laufen. Der Kompressor wird durch Riemen von einer Transmission aus angetrieben, die durch eine Dampfmaschine von rd. 50 PS in Tätigkeit gesetzt wird. Der Kraftbedarf des Kompressors beträgt bis 1,6 cbm Saugleistung rd. 12 PS; 1 PS kostet, am Kompressor gemessen, im ungünstigsten Fall und mit Einrechnung der Dampfmaschinenabschreibung usw. 5 Pfg/st[2]).

[1]) Die im Laufe der Jahre in den Werkstätten der Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind sowie in fremden Betrieben gemachten Erfahrungen haben folgende Werte bezüglich des Luftverbrauches der einzelnen Werkzeuge ergeben:

Ein Niethammer braucht für das am häufigsten vorkommende Niet (22 bis 26 mm Dmr.) rd. 0,22 cbm freie Luft; in der Minute werden rd. 2 Niete geschlagen, ein Erfahrungswert, auf Grund dessen die Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind schon seit Jahren die Leistung der Kompressoren bestimmt. Es ergibt sich also ein Luftverbrauch für

den Niethammer von 0,22 · 2 . . . . =	0,44 cbm/min
die Leistung der Nietmaschine beträgt rd. 2½ Niete in der Minute; der Luftverbrauch pro Niet beträgt 0,17 cbm; das macht für die minutliche Maschinenleistung 0,17 · 2½ . . . . =	0,42 »
der Meißelhammer I erfordert in der Minute rd. 0,45 cbm freie Luft; da ein Meißelhammer aber nur 0,6 der Gesamtzeit im Betrieb ist, so beträgt der Luftverbrauch 0,6 · 0,45 . . . . =	0,27 »
der Meißelhammer III braucht 0,35 cbm/min, ist aber ebenfalls nur 0,6 der Zeit im Betrieb; der Luftverbrauch beträgt also 0,6 · 0,35 . . . . =	0,21 »
Es ergibt sich sonach als gesamter Luftverbrauch	1,34 cbm/min
dazu kommt ein Zuschlag von 10 vH für Luftverluste = 0,134, macht 1,47 oder rd.	1,5 cbm/min

Die Annahme einer »ideellen Betriebsweise«, wonach die Werkzeuge ununterbrochen ohne Pausen arbeiten, wie sie Cordes macht, schließt die Gefahr in sich, daß sich der Leser ein Bild von den Kosten des Preßluftbetriebes macht, das mit der Wirklichkeit nicht übereinstimmt. Vergl. Cordes: »Betriebskosten der Preßluftwerkzeuge« in Glasers Annalen für Gewerbe u. Bauwesen 1904 S. 73; ferner die Entgegnung von Lehr ebd. S. 137, ferner die Betriebsergebnisse der Firma F. A. Neuman, Eschweiler, ebd. S. 157. Vergl. weiter Dr.-Ing. Paul Möller, Untersuchungen an Drucklufthämmern, Berlin 1906, S. 32 (s. a. Z. 1906 S. 1150), dessen rechnerische Ergebnisse hinsichtlich des Luftverbrauches sich mit den hier gegebenen Werten decken.

[2]) Dieser Wert ergibt sich auch aus folgender Aufstellung:

Anlagekosten:

Maschine	7 800 ℳ
Kessel	5 700 »
Rohrleitungen und Zubehör	1 000 »
Kesselmauerwerk einschl. Schornstein	3 800 »
Maschinenfundament	200 »
Gebäude	4 200 »
zus.	22 700 ℳ

Die Kosten der Druckluft betragen sonach bei 10stündiger Arbeitzeit 0,05 · 12 · 10 . . . . 6,00 *M*

An Betriebs- und Unterhaltungskosten ergeben sich für:

Wartung (in der Hauptsache einmalige Reinigung am Tage)	1,00 »
Oel und Putzstoffe	0,40 »
Mehrkosten der Preßluftmeißel, Döpper usw. gegenüber Handmeißeln usw. täglich	1,20 »
Reinigung und Instandhaltung der Werkzeuge täglich	0,40 »
Druckluft-, Betriebs- und Unterhaltungskosten insgesamt	9,00 *M*

Zur Feststellung der Kapitalkosten sind zunächst in Ansatz zu bringen:

Kompressor für 3,3 cbm rd.	2800,00 *M*
Windkessel von 5 cbm Inhalt	850,00 »
Fundament, Rohrleitungen und Armaturen	800,00 »
1 Kniehebel-Nietmaschine von 65000 kg Schließdruck und 2500 mm Ausladung	5000,00 »
1 Niethammer	500,00 »
1 Meißelhammer Nr. I	340,00 »
1 Meißelhammer Nr. III	320,00 »
das Anlagekapital beträgt also insgesamt	10610,00 *M*

Davon sind **jährlich** aufzubringen für:

Verzinsung 5 vH	530,00 »
Abschreibung für Maschinenanlage, Rohrleitung und Nietmaschine 10 vH von 9450 *M*	945,00 »
Abschreibung für Werkzeuge 30 vH von 1160 *M*	350,00 »
die Kapitalkosten betragen sonach	1825,00 *M*

Diese Summe verteilt sich auf die Anzahl der Benutzungstage. Auf jeden Arbeitstag fallen außerdem noch folgende Kosten:

Löhne für 2 Nieter, je 5 *M*	10,00 *M*
Lohn für 1 Gegenhalter	3,50 »
Lohn für die Nietmaschine	3,50 »
Löhne für 2 Burschen zum Nietwärmen	5,00 »
Lohn für den Betrieb der Meißelhämmer, für 1 Arbeiter 5 *M*, also 5 · 2 =	10,00 »
Druckluft-, Betriebs- und Unterhaltungskosten für den Tag	9,00 »
zusammen	41,00 *M*

Unter Einrechnung der Kapitalsquote bei x Benutzungstagen betragen sonach die Arbeitskosten für den Tag:

$$y = \frac{1825}{x} + 41.$$

Diese Gleichung, für alle Werte von x zeichnerisch dargestellt, liefert die Kurve der täglichen Kosten für Maschinenarbeit; s. die Figur.

Um die Rentabilität der Anlage zu erkennen, sind den gefundenen Werten die Tageskosten bei Handbetrieb gegenüberzustellen.

Die Erfahrung hat ergeben, daß die Nietmaschine und der Niethammer in der Stunde je rd. 35 Niete von 22 bis 26 mm Dmr. = 700 Niete[1]) für den Tag bei 10stündiger Arbeitzeit leisten (Zeit für Einstellen der Maschine und der Werkstücke einbegriffen). Demgegenüber leistet eine Nietkolonne (5 Mann) etwa 30 Niete in der Stunde; das macht für 2 Kolonnen 60 Niete. Um die maschinelle Tagesleistung zu erreichen, müssen die beiden Kolonnen $\frac{70}{60} \cdot 10 = 11^2/_3$ Stunden arbeiten.

An Lohn ist für den Tag bei 10stündiger Arbeitzeit zu zahlen:

2 Nieter zu 5 *M*	10 *M*
6 Zuschläger und Gegenhalter zu 3,50 *M*	21 »
2 Burschen zum Nietwärmen	5 »
zusammen	36 *M*

$11^2/_3$ Stunden würden demnach kosten: $\frac{36}{10} \cdot 11^2/_3 = 42$ *M*.

Beim Meißeln mit der Hand ist zur Erzielung derselben Leistung wie mit dem Preßlufthammer bis etwa die 5fache Zeit nötig. Legen wir indes nur die $2^1/_2$fache Zeit zugrunde, so beträgt der Lohn $2^1/_2 \cdot 10$ . . . . 25 *M*; demnach betragen die Gesamtkosten des Handbetriebes 42 + 25 *M* . . . . 67 ».

Da diese Größe für alle Werte von x naturgemäß gleichbleibt, so stellen sich die Tageskosten der Handarbeit als gerade Linie im Abstand 67 von der Abszisse dar (s. die Figur).

Maschinenarbeit und Handarbeit sind nunmehr gleich teuer, wenn

$$y = 67$$

oder

$$\frac{1825}{x} + 41 = 67,$$

oder wenn

$$x = 70{,}2 \text{ Tage}.$$

Rentabilitätsdiagramm.

Mark; 600; 500; 400; 300; 200; 100; 50; 0; 50; 100; 200; 300 Tage; y; x

——— halbe Ausnutzung des Kompressors
—·—·— volle " " "
Tageskosten für Handbetrieb
Tageskosten für Maschinenbetrieb

Wird also die Preßluftanlage weniger als 70,2 Tage im Jahr verwendet, so ist die Handarbeit billiger, während bei einer Benutzungszeit von mehr als 70,2 Tagen das maschinelle Verfahren fortschreitend billiger ist. Bei 300tägiger Ausnutzung beispielsweise betragen die Arbeitskosten für den Tag 47,08 *M*; man spart also gegenüber der Handarbeit jeden Tag 20 *M*, das macht in 300 Tagen 6000 *M*.

Bemerkenswert ist nun noch der Verlauf der Kurve bei **voller Ausnutzung** (s. die strichpunktierte Kurve in der Figur) des Kompressors. Zu diesem Zweck machen wir eine der obigen entsprechende Aufstellung.

Der Kraftbedarf des Kompressors beträgt für 3,3 cbm Saugleistung rd. 22 PS; 1 PS-st kostet, am Kompressor gemessen, im ungünstigsten Fall 5 Pfg.

Die Kosten der Druckluft betragen sonach bei 10stündiger Arbeitzeit 0,05 · 22 · 10 . . . = 11,00 *M*

An Betriebs- und Unterhaltungskosten ergeben sich für:

Wartung	1,00 »
Oel und Putzstoffe	0,40 »
Mehrkosten der Preßluftmeißel, Döpper usw. gegenüber Handmeißeln usw. täglich	1,20 »
Reinigung und Instandhaltung der Werkzeuge täglich	0,40 »
Druckluft-, Betriebs- und Unterhaltungskosten insgesamt	14,00 *M*

Betriebskosten:

Verzinsung 4 vH	908 *M*
Abschreibung, Maschine usw. 7 vH	1015 »
» Gebäude 2 vH	164 »
Reparaturen, Maschine usw. 3 vH	435 »
Feuerversicherung 1,4 vT	32 »
Bedienung	1200 »
Kesselreinigung, Revision	80 »
Beleuchtung (elektr.)	74 »
Schmier- und Putzstoffe	680 »
Brennstoff einschl. Verluste	3840 »
zus.	8428 *M*
Betriebskosten für 1 PSe-st bei 3600 Arbeitstunden im Jahr rd.	5 Pfg

[1]) Die Tagesleistung eines Niethammers ist, wie die Erfahrung gelehrt hat, nicht proportional der Minutenleistung, da bei der Tagesleistung sämtliche Verzögerungen in der Arbeit durch Transport, Umbau und schwere Zugänglichkeit einzelner Stellen mit einzuschließen sind. Für die Bemessung des Kompressors müssen naturgemäß die Zeiten flottesten Arbeitens zugrunde gelegt werden.

Zur Feststellung der Kapitalkosten sind in Ansatz zu bringen:

Kompressor von 3,3 cbm/min Saugleistung rd.	2800 *M*
Windkessel von 5 cbm Inhalt	850 »
Fundament, Rohrleitungen und Armaturen	800 »
1 Kniehebel-Nietmaschine von 65000 kg Schließdruck und 2500 mm Ausladung	5000 »
1 Kniehebel-Nietmaschine von 65000 kg Schließdruck und 500 mm Ausladung	2200 »
2 Niethämmer zu je 500 *M*	1000 »
6 Meißel- und Stemmhämmer zu je 330 *M*	1980 »
das Anlagekapital beträgt also insgesamt	10610 *M*

Davon sind jährlich aufzubringen für:

Verzinsung 5 vH	731 *M*
Abschreibung für Maschinenanlage, 10 vH von 11650 *M*	1165 »
Abschreibung für die Werkzeuge, 30 vH von 2980 *M*	894 »
die Kapitalkosten betragen sonach	2790 *M*

Diese Summe verteilt sich auf die Anzahl der Benutzungstage. Auf jeden Arbeitstag fallen außerdem noch folgende Kosten:

Löhne für 4 Nieter, je 5 *M*	20 *M*
Lohn für 2 Gegenhalter	7 »
Lohn für 2 Führer für die Nietmaschinen	7 »
Löhne für 4 Burschen zum Nietwärmen	10 »
Löhne für den Betrieb der Meißelhämmer, für den Arbeiter 5 *M*, also $5 \cdot 6 =$	30 »
Druckluft-, Betriebs- und Unterhaltungskosten für den Tag	14 »
zusammen	88 *M*

Unter Einrechnung der Kapitalquote bei x Benutzungstagen betragen sonach die Arbeitskosten für den Tag

$$y = \frac{2790}{x} + 88.$$

Diesen Kosten sind die Kosten für Handbetrieb gegenüber zu stellen. Nietmaschinen und Niethämmer leisten in der Stunde rd. 140 Niete, das macht im Tage 1400 Niete. Läßt man 4 Nietkolonnen zu je 5 Mann arbeiten, so leisten sie 120 Niete stündlich oder 1200 Niete täglich. Um also die maschinelle Tagesleistung zu erreichen, müssen die vier Kolonnen $\frac{140}{120} \cdot 10 = 11\frac{2}{3}$ Stunden arbeiten.

An Lohn ist täglich bei 10stündiger Arbeitzeit zu zahlen:

4 Nieter zu je 5 *M*	20 *M*
12 Zuschläger und Gegenhalter zu je 3,50 *M*	42 »
4 Burschen zum Nietwärmen	10 »
zusammen	72 *M*

Das macht für $11\frac{2}{3}$ Stunden $\frac{72}{10} \cdot 11\frac{2}{3} = 84$ *M*.

Beim Meißeln mit der Hand ist zur Erzielung derselben Leistung wie bei Verwendung von Preßlufthämmern bis etwa die 5fache Zeit nötig. Legen wir wieder nur das $2\frac{1}{2}$fache zugrunde, so beträgt der Lohn $2\frac{1}{2} \cdot 30$ *M* = 75 *M*

Demnach betragen die Gesamtkosten des Handbetriebes $84 + 75$ *M* . . . . . 159 »

Maschinenarbeit und Handarbeit sind wieder gleich teuer, wenn

$$y = 159$$

oder

$$\frac{2790}{x} + 88 = 159,$$

d. h.

$$x = 39{,}3 \text{ Tage}.$$

Die Rentabilität beginnt also bei voller Ausnutzung erheblich früher als bei halber Ausnutzung des Kompressors; demgemäß ist auch die Ersparnis bei 300tägiger Ausnutzung beträchtlich höher; die täglichen maschinellen Arbeitskosten betragen in diesem Fall 97,3 *M*; man erspart also gegenüber dem Handbetrieb 61,7 *M* für den Tag, das macht in 300 Tagen 18510 *M*. Diese Summe wird unter den gegebenen Bedingungen alljährlich für anderweitige Zwecke frei; daraus erhellt die große privat- und volkswirtschaftliche Bedeutung der Anwendung von Preßluftwerkzeugen.

Zur Verminderung der Arbeitskosten tritt noch ein zweiter, nicht weniger bedeutsamer wirtschaftlicher Gesichtspunkt: die Behebung des Arbeitermangels, oder, was dasselbe ist: der Ersatz von Arbeitern.

Um auch in dieser Beziehung ein anschauliches Bild der Verhältnisse zu gewinnen, habe ich unter Verwendung der oben gemachten Leistungsangaben die folgende Zahlentafel aufgestellt.

	Anzahl der erforderlichen Arbeiter bei: Maschinenarbeit	Anzahl der erforderlichen Arbeiter bei: Handarbeit	Anzahl der ersparten Arbeiter
Tagewerk von 1 Stück Niethammer	3	$5\frac{5}{6}$	$2\frac{5}{6}$
» » 10 » »	30	$58\frac{1}{3}$	$28\frac{1}{3}$
» » 50 » »	150	$291\frac{2}{3}$	$141\frac{2}{3}$
» » 100 » »	300	$583\frac{1}{3}$	$283\frac{1}{3}$
Tagewerk von 1 Stück Meißelhammer	1	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$
» » 10 » »	10	25	15
» » 50 » »	50	125	75
» » 100 » »	100	250	150
Tagewerk von 1 Satz Niet- und Meißelhämmern	4	$8\frac{1}{3}$	$4\frac{1}{3}$
» » 10 »	40	$83\frac{1}{3}$	$43\frac{1}{3}$
» » 50 »	200	$416\frac{2}{3}$	$216\frac{2}{3}$
» » 100 »	400	$833\frac{1}{3}$	$433\frac{1}{3}$

Wie diese Zusammenstellung erkennen läßt, ist man in der Lage, sich von den Arbeitern in hohem Maß unabhängig zu machen, ein Gesichtspunkt, der in Geld zwar nicht ausgedrückt werden kann, aber sehr wichtig ist, namentlich dann, wenn es sich um die Abwehr unberechtigter Forderungen seitens der Arbeiter handelt. Hierin liegt auch die Erklärung, weshalb die Verwendung von Preßluftwerkzeugen gerade in den Ländern mit hohen Arbeitlöhnen und großem Arbeitermangel historisch und praktisch zuerst eingesetzt hat.

Daß die Preßluftwerkzeuge den Arbeitern eine Menge schwerer und gesundheitschädlicher Arbeit abnehmen und damit die Zahl der Unfälle beträchtlich herabmindern, ist von großer sozialer Bedeutung, liegt aber jenseits des Rahmens der vorstehenden Untersuchung.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 12. April 1907.

Unterweser-Bezirksverein.

Sitzung vom 2. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Wippern. Schriftführer: Hr. Schneider.

Anwesend 39 Mitglieder und 8 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt des fünfzigjährigen Bestehens des Norddeutschen Lloyds, zu dessen Jubiläum der Bezirksverein folgendes Telegramm abgesandt hat:

»Dem mächtigen Förderer deutscher Ingenieurkunst auf allen Gebieten der Technik bringen wir zu seinem fünfzigjährigen Bestehen unsern herzlichsten Glückwunsch und Dank zum Ausdruck. Möge dem Norddeutschen Lloyd auch in Zukunft reicher Erfolg beschieden sein, um auch ferner anregend und befruchtend auf Deutschlands Technik wirken zu können.«

Hierauf spricht Hr. Professor Dr. Ahlborn (Gast) aus Hamburg über

die Vorgänge des mechanischen Widerstandes der Flüssigkeiten.

Der Redner hebt in einer Reihe von Beispielen die große Bedeutung des Widerstandes für die Bewegung fester Körper



in Wasser oder Luft hervor und zeigt, daß gerade auf dem Gebiete des Schiffbaues die Frage des Widerstandes eine entscheidende Rolle spielt. Der Schiffskörper müsse auf einen Kleinstwert, die Antriebmittel auf einen Größtwert des Widerstandes eingerichtet werden. Solange man Schiffe baue, seien diese Fragen erwogen und in verschiedener Weise beantwortet worden, aber zu einem völlig befriedigenden Abschluß sei man dabei immer noch nicht gelangt. Im besondern fehlen uns genauere und zuverlässige Kenntnisse über die Vorgänge innerhalb des Wassers und die Art, wie sie rückwirkend den Widerstand hervorrufen und unterhalten. Diesem Gegenstand ist der Vortragende zunächst durch photographische Verfahren nähergetreten, durch welche die Vorgänge an der Oberfläche wie im Innern des Wassers festgestellt werden. Sodann ist es durch Stauversuche möglich geworden, das dynamische Niveau vor und hinter den Versuchskörpern zu verzeichnen und damit den Widerstandsdruck und -sog in sehr eingehender Weise zu analysieren und auf die Strömvorgänge zurückzuführen. Dazu sind in neuerer Zeit auch noch unmittelbare dynamometrische Widerstandsbestimmungen getreten.

Es folgt nun an der Hand von Lichtbildern eine Darstellung der wichtigsten Versuchsanordnungen. Dann werden an zahlreichen Photogrammen die Ström- und Stauverhältnisse an Platten und schiffsförmigen Modellen vorgeführt. Hieran schließt sich eine eingehende Erörterung der sogenannten Hautreibungsvorgänge, wie sie sich an glatten und in verschiedenem Grade rauhen und bewachsenen Planken ergeben. Durch eine besondere Reihe von Lichtbildern wird sodann der Nachweis erbracht, in welcher Beziehung die Reibungserscheinungen zu den Wirbelringbildungen hinter einer quer im Strom stehenden Platte stehen und wie sich die Form des Wirbelringes ändert, wenn die Platte über die Formen elliptischer Prismen allmählich in die Schiffsgestalt übergeht. In einem letzten Teile seines Vortrages behandelt der Redner die Frage nach den Vorgängen in der arbeitenden Schiffschraube, wie sie von ihm durch die stereoskopische und kinematographische Photographie ermittelt worden sind. Auch hierbei dient zur Veranschaulichung der verwickelten Erscheinungen eine Reihe von Lichtbildern und schematischen Darstellungen.

Der Vortragende erklärt mit Hülfe der von ihm gemachten Beobachtungen verschiedene Erscheinungen, z. B. die Entstehung der welligen Oberfläche des Sandes am Strande. Die Anfressungen an den Rändern der Schraubenflügel schreibt der Vortragende den Wirbelungen des Wassers an den Kanten zu, wobei die kleinen im Wasser enthaltenen Kalkteilchen wie ein Sandstrahlgebläse wirken.

In der sich anschließenden Erörterung teilt Hr. **Bruckhoff** mit, daß die vom Vortragenden erwähnte Anregung des Ingenieurs Meldahl, den Einfluß der einzelnen Anhängsel, insbesondere des Ruderstevens, zu studieren, bereits vor einigen Jahren verwirklicht worden sei. Besonders seien in der Versuchstation des Norddeutschen Lloyds verschiedene Formen von Wellenaustritten und -böcken bezüglich ihres Widerstandes untersucht worden, und es habe sich ergeben, daß bei Schnelldampfern auf die Wellenböcke rd. 16 vH, die geraden Wellenhosen rd. 12 vH und die jetzt gebräuchlichen schrägen Wellenhosen rd. $8^1/_2$ vH des Gesamtwiderstandes entfallen. Interessant seien die Photographien der Wirbelbildung bei elliptisch geformten Körpern, weil hier deutlich der Einfluß der Lage der beiden Ellipsenachsen zueinander erkennbar sei. Da besonders bei Torpedobooten wegen der Gewichtersparnis die Bockkonstruktion gewählt werde, so sei die Bestimmung des für den Widerstand günstigen Ausschnittes von hervorragender Bedeutung, was man ja an der Wirbelbildung der Photographien gesehen habe. Die Wirbel machen es erklärlich, daß die in der Versuchstation untersuchten Querschnitte der Wellenböcke für Torpedoboote Geschwindigkeitsunterschiede von rd. 0,07 Knoten hervorrufen, was in Anbetracht ihrer verhältnismäßigen Kleinheit sehr erheblich ist.

Hr. **Becker** äußert sich wie folgt:

»Was das Alter derartiger Versuche anbetrifft, so reichen sie bis in die Mitte des vorigen Jahrhunderts zurück. Französische und englische Gelehrte haben, vielleicht auch mit Zuhülfenahme eingestreuter Teilchen, Figuren von Stromlinien und Wirbelringen gezeichnet, die denen überraschend ähnlich sind, welche Hr. Professor Ahlborn nach seinen Photogrammen aufgezeichnet hat. Er sagt uns somit nicht ganz Neues, sondern gibt es uns in einwandfreier Form photographisch festgelegt.

Was wir Techniker bei diesen Versuchen vermissen, sind die Zahlen zu den Bildern. Ohne daß wir uns über die Geschwindigkeit der Wasserteilchen und über ihre Richtung Gewißheit verschaffen können, lassen sich die gewonnenen Ergebnisse zur Bestimmung des Widerstandes nicht verwerten.

Diese Zahlen aber aus den vorgeführten Bildern zu erhalten, dürfte sich als äußerst schwierig erweisen; denn wir müssen uns hierbei klar sein, daß alle Photographien, bei denen sich die Kamera mit dem aufzunehmenden Gegenstande bewegt, optische Täuschungen für uns sind. Die auf diese Weise erhaltenen Stromlinien entstehen bei bewegter Kamera auch bei völlig ruhigem Wasser.

Bestreut man die Wasseroberfläche mit Sägespänen usw. und bewegt nun die Kamera darüber hinweg, so zeigt sich auf der Platte jedes punktartige Spänchen als Linie, deren Länge von der Länge der Belichtung und der Geschwindigkeit der Kamera abhängt. Genau dasselbe Bild entsteht, wenn die Kamera stillsteht und das Wasser mit den Spänchen sich bewegt. Bewegen sich beide, Kamera und Spänchen, so zeichnet sich auf der Platte eine je nach der Verschiedenheit der Bewegungsrichtung und Geschwindigkeit zusammengesetzte Bewegung ab.

Bewegt sich z. B. die Kamera langsam, das Spänchen sehr schnell und senkrecht zur Bewegungsrichtung der Kamera, so entsteht auf der Platte eine Linie, die auch annähernd senkrecht auf der Bewegungsrichtung steht. Bewegen sich beide gleich schnell, so wird eine unter 45° zur Bewegungsrichtung geneigte Linie entstehen usw.

Will man also die Bewegungsrichtung des Spänchens in bezug auf einen sich im Wasser bewegenden Körper festlegen, so muß man seine Aufnahmen mit ruhender Kamera machen.

Beide Aufnahmeverfahren finden schnell ihre Grenze bei schnellbewegten Körpern oder bei schnell bewegtem Wasser, welches bei größeren Abmessungen der Körper auftritt. Bei schnellbewegten Körpern und ebenso schnell bewegter Kamera richten sich die Stromlinien mehr und mehr parallel und lassen keine Analyse mehr zu. Bei stehender Kamera erhalten wir brauchbarere Bilder, soweit die Aufnahme schnell genug gemacht werden kann, aber bei großen Geschwindigkeiten verstäubt das Wasser und läßt seine Bewegungsformen nicht mehr deutlich erkennen.«

Der Redner geht noch auf einige andere Ausführungen des Hrn. Ahlborn ein und bemerkt zu den Schraubenversuchen: »Daß die Erscheinungen bei fahrenden Schrauben erheblich andre sind, geht auch aus den von Hrn. Bruckhoff erwähnten Versuchen mit Schrauben hervor, bei denen 11 000 Umdrehungen bei rd. 5 m Geschwindigkeit erreicht wurden. Obgleich die Schrauben nur wenige Zentimeter untergetaucht waren, zeigte sich vor oder über ihnen keine bemerkenswerte Einsenkung und hinterher keine besondere Erhebung des Wasserspiegels. Es folgt daraus, daß die Stromlinien erheblich gestreckter in der Richtung der Fahrt verlaufen und für die Wirkung der Schrauben günstiger sind. Jedenfalls scheint dabei ein zentripetales Hineinströmen des Wassers in radialer Richtung oder gar von der Arbeitseite her nicht stattzufinden, ebensowenig ein radiales Herausschleudern. Daß Schraubenversuche ohne Schiff nur zweifelhaften Wert haben, geht daraus hervor, daß der Wirkungsgrad der Schrauben ohne Schiff erheblich geringer ist, als wenn sie hinter dem Schiff bewegt werden. Es fehlt eben der Vorstrom, unter dessen Berücksichtigung sie konstruiert worden sind. Da übrigens die vorgeführten Stromlinien bei Schrauben nur durch stereoskopische Betrachtung entwirrbar sind, dürfte ihre Auswertung mehr von subjektiver Auffassung abhängig sein als die der übrigen Photogramme.«

Hr. **Ahlborn** versteht nicht, wie Hr. Becker eine Photographie eine optische Täuschung nennen kann. Die Photographie sei doch gerade ein Verfahren der objektiven Darstellung, das uns vor subjektiven Beobachtungsfehlern schützt. Es gebe keine einwandfreiere Art der Feststellung eines Naturvorganges als die Kinematographie. Die von Hrn. Becker erwähnten älteren Versuche, die Stromerscheinungen durch Zeichnung nach Augenschein wiederzugeben, seien sämtlich mißglückt, weil das beste Hülfsmittel dafür, die Photographie, gefehlt habe. Selbstverständlich erhalte man zwei verschiedene Bilder, wenn man eine Strömung gleichzeitig von Bord eines Schiffes und vom festen Stand am Ufer aufnehme, aber der Vorgang sei doch derselbe auf beiden Bildern, beide seien für die Beurteilung gleichwertig, und man könne unter Berücksichtigung der gegebenen Schiffsgeschwindigkeit das eine auf das andre zurückführen. Daß in der zahlenmäßigen Auswertung dieser verwickelten Vorgänge Schwierigkeiten liegen, dürfe uns nicht abhalten, uns über die Vorgänge selbst Klarheit zu verschaffen und immer wieder zu versuchen, Schritt für Schritt weiterzukommen.

Bücherschau.

Étude expérimentale du rivetage. Von Ch. Frémont. Mémoires publiés par la Société d'encouragement pour l'industrie nationale. Paris 1906. Preis 10 frs.

In dem vorliegenden Heft beschreibt der durch seine Arbeiten auf dem Gebiete des Materialprüfungswesens bekannte Forscher die Ergebnisse seiner Untersuchungen über die Vorgänge beim Nieten, die Widerstandsfähigkeit von Kopf und Schaft der Niete sowie die Eigenschaften des verwendeten Materiales.

Ein geschichtlicher Rückblick ist der Entwicklung der Maschinen zur Herstellung des Setz- und Schließkopfes gewidmet. Danach war Antoine Durenne (Paris, 1798 bis 1890) der erste, welcher Niete maschinell erzeugte, wobei eine entsprechend umgebaute Lochstanze Verwendung fand, während Fairbairn die erste eigentliche Nietmaschine zur Ausführung brachte (1838). Einen wesentlichen Fortschritt bedeutete die Maschine von Cavé und Lemaître (1844), welche mit Dampfdruck arbeitete, mit der Hand gesteuert wurde und einen durch einen besondern Kolben bedienten Blechhalter besaß. Von Interesse ist, daß die wesentlichen Neuerungen sämtlich den Erbauern von Dampfkesseln zu verdanken sind, daß sie aber sofort auch bei Herstellung von Brücken Verwendung fanden.

Um über die Vorgänge bei Handnietung Klarheit zu schaffen, führte Frémont chronophotographische Aufnahmen aus. Fig. 1 und 2 zeigen die Stellungen des Arbeiters bei Vor- und Rundschlag in Zeitabständen von je 0,05 bezw. 0,1 sk. Fig. 3 und 4 wurden in gleicher Weise, jedoch auf stillstehender Platte erzeugt: sie gestatten, die Bahnen festzulegen, welche Hammerschwerpunkt sowie rechte und linke Hand des Draufschlägers beschreiben. Diese Bahnen sind in Fig. 5 und 6 wiedergegeben.

Fig. 1.

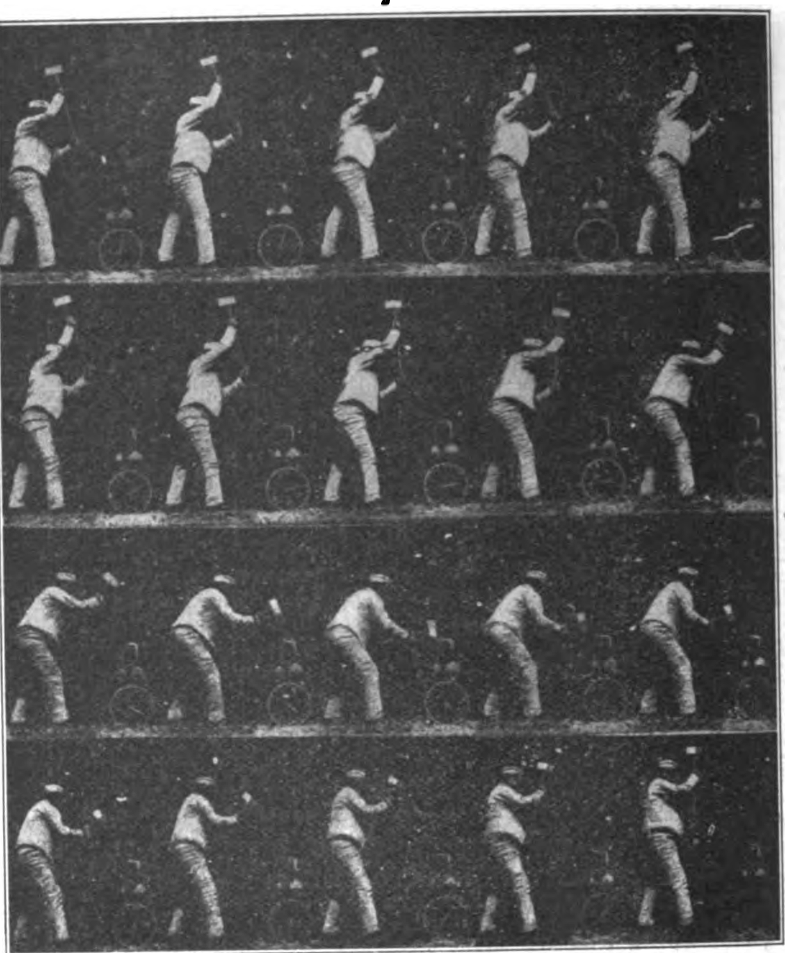
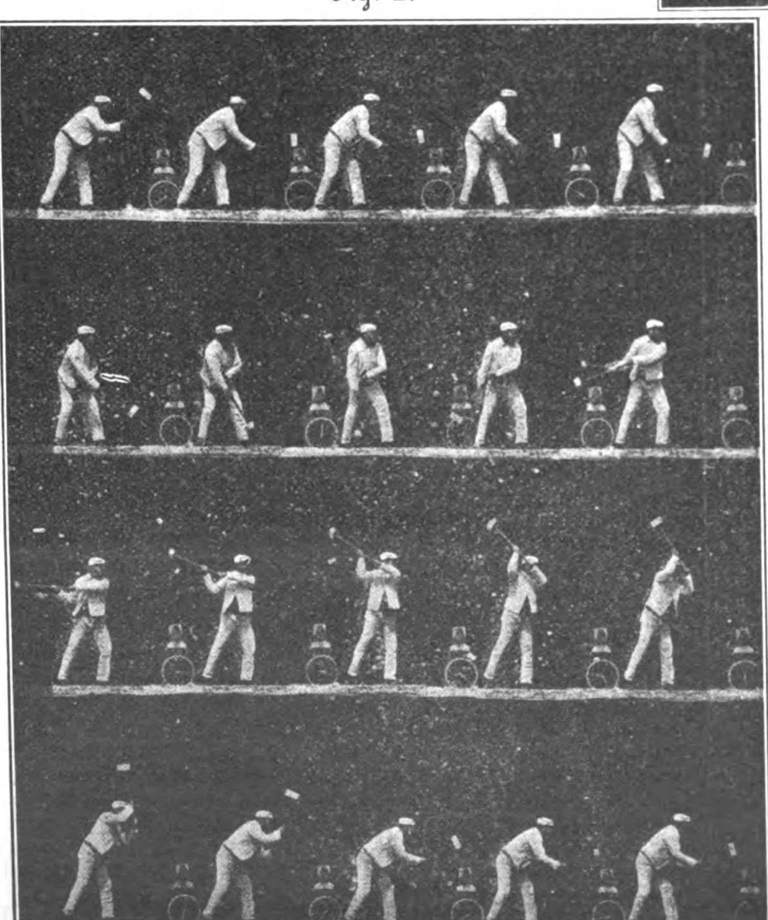




Fig. 2.



Durch zahlreiche Versuche wurde ferner die durchschnittliche Schlagarbeit A für verschiedene Hammerbewegungen und Hammergewichte P ermittelt. Auf Grund derselben stellt Frémont die Beziehung $A = 4\,P$ mkg auf, gültig für Hammergewichte von $P = 1$ bis 7 kg. Weiterhin wurden in verschiedenen Werkstätten Versuche durchgeführt, welche den Arbeitsverbrauch bei Herstellung einer Vernietung sowie die dazu erforderliche Zeit bestimmen. Es ergaben sich folgende Werte, welche die Berechtigung der alten Regel, mit der Hand zu schlagende Niete nicht über 26 mm stark zu wählen, erkennen lassen.

Durchmesser der Niete	Querschnitt der Niete	Arbeitsverbrauch zum Schlagen				Zeitverbrauch
		zum Schlagen	zum Setzen	insgesamt		
mm	qmm	mkg	mkg	mkg	mkg/qmm	sk
12	113	20	86	106	1,0	12
14	154	35	145	180	1,2	15
16	201	55	220	275	1,4	18
18	254	80	320	400	1,6	20
20	314	115	453	568	1,8	25
22	380	150	600	750	2,0	30
25	491	220	880	1100	2,2	40

Eingehend untersucht Frémont hierauf die Formänderungen bei Bildung des Nietkopfes. Verwendet wurde zunächst ein Schweißeisen, das aus Schichten bestand, die nach Aetzen eines Querschnittes besonders deutlich zutage traten. Aus diesem Material wurden durch Hand- und Maschinennietung Köpfe erzeugt. Als Nietmaschine diente eine hydraulische Presse mit Kraft-

messung (durch Bestimmen der Durchbiegung des bügelförmigen Maschinengestelles) und Schau-

Fig. 5.

linienzeichner, der ein Bild der ausgeübten Kraft in Abhängigkeit vom Kolbenwege lieferte.

Es wurden Nietköpfe in verschiedenen Stufen der Vollendung hergestellt, durchschnitten und die Querschnitte geätzt. Einzelne der von Frémont gegebenen Abbildungen sind in den Figuren 7 bis 12 (Handnietung) und 13 bis 18 (Maschinennietung) dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, daß sich bei Handnietung die Faserenden umschlagen, bei Maschinennietung die Nietschäfte ausbauchen, in ähnlicher Weise, wie von Schlägen getroffene Zylinder an der Endfläche, stetig gedrückte in der Mitte die größte Formänderung erfahren, infolge von Reibung (und Abkühlung) zwischen Druckfläche und Stempel.

Hierauf beschäftigt sich Frémont mit der Frage der Ausfüllung des Loches durch den Nietschaft.

Durch verschiedene Versuche wird festgestellt, daß die Stauchung des Schaftes im Loch aufhört, sowie sich an den äußeren Lochrändern Ansätze gebildet haben (vergl. Fig. 7 und 8 und 13 und 14). Die ganze Kraft wird dann zur Kopfbildung verwendet, solange,

Fig. 3.

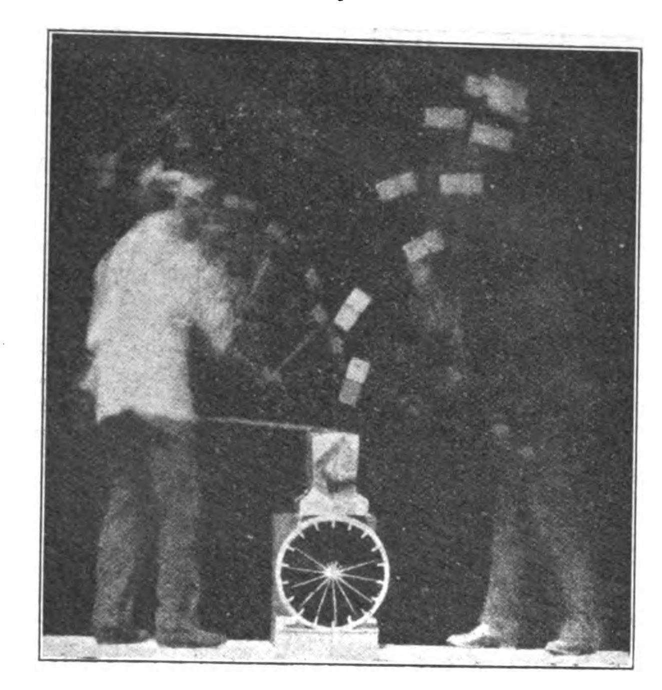


Fig. 4.

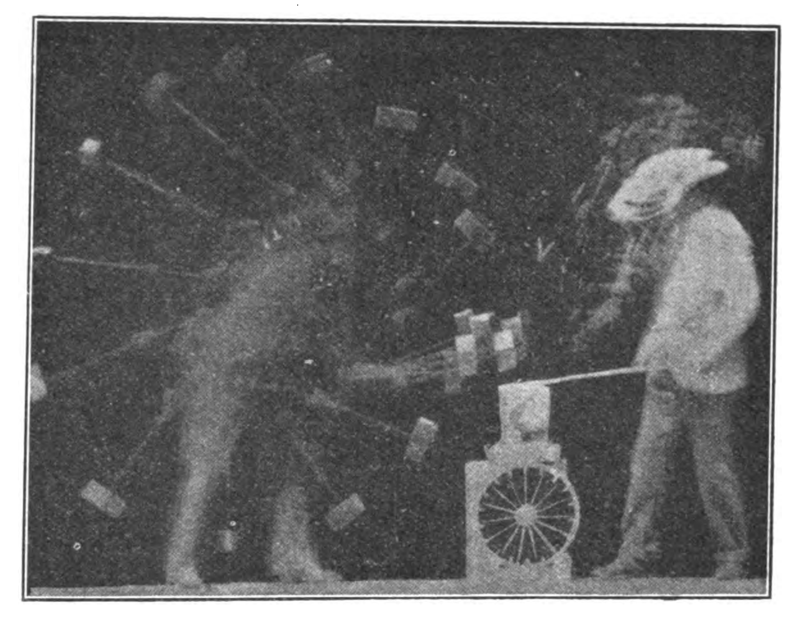
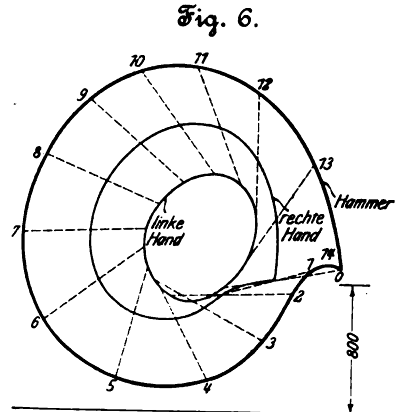
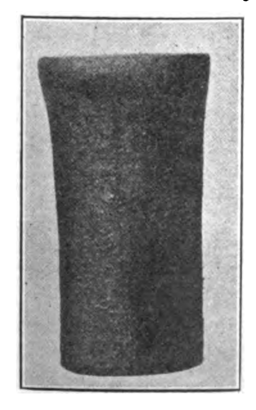


Fig. 6.



bis der Nietstempel auf dem unter ihm vorquellenden Rande aufsitzt (vergl. Fig. 19 bei *d*). Ist dies eingetreten, so verteilt sich die Schließkraft auf einen viel größeren Querschnitt und muß bedeutend gesteigert werden, wenn die Nietung sachgemäß vollendet werden soll. Während dieser Zeit findet 1) ein langsames seitliches Abfließen des Randmateriales außerhalb *d*, *h* nach *d'*, *h'* hin statt, 2) Nachdrücken des Materiales aus dem Kopf in das Nietloch bezw. den Nietschaft. Zur Erzeugung der letzteren Materialbewegung bleibt eine um so größere Kraft verfügbar, je schärfer die Kante des Nietstempels ausgebildet ist. Frémont schlägt deshalb eine Form desselben nach Fig. 20 vor (Kronenbreite rd. 1 mm), die jedoch besseres Material, sorgfältigere Ausführung und Behandlung für den Stempel erfordert. Dem Nachfließen des Kopfmateriales und der dadurch bedingten besseren Ausfüllung des Nietloches wendet nun Frémont seine Aufmerksamkeit zu. Er beobachtet, daß es vom Schließkopf her bis zu 60 sk andauert, und schließt daraus, daß solange mindestens der Höchstdruck aufrecht zu

Fig. 7 und 8.



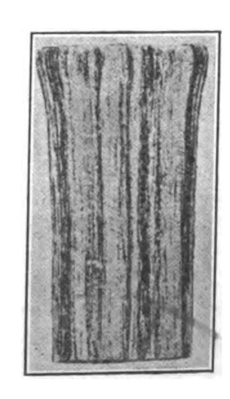


Fig. 9 und 10.



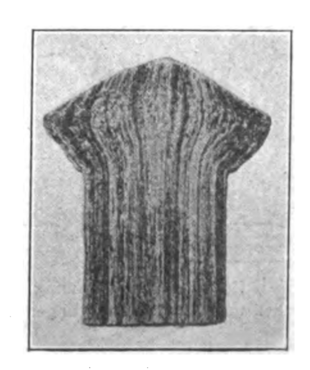




Fig. 11 und 12.




erhalten sei[1]). Da er ferner, namentlich mit Rücksicht auf Brückenverbindungen mit bis 100 mm Schaftlänge zwischen den Köpfen, Wert auf Füllung des Loches legt, so gelangt Frémont dazu, als neue Nietform »Niete mit Speisehals« (collet nourricier) vorzuschlagen, wie sie in Fig. 21 und 22 abgebildet sind. Die beabsichtigte Wirkungsweise ist folgende: Der Beginn der Nietung verläuft wie gewöhnlich. Ist der Stempel in die Fig. 19 entsprechende Stellung gelangt (bezw. ist bei Handnietung eine entsprechende Formänderung erzielt), so wird Material vom Schließkopf (wie bisher) und vom Speisehals, also von beiden Seiten aus, in den Schaft gedrückt, welcher dadurch das Loch auszufüllen gezwungen wird. Als Beweis dafür, daß der beabsichtigte Zweck erreicht wird, wird Fig. 23 angeführt. Diese zeigt allerdings sehr gute Ausfüllung des durch Stanzen von 10 getrennten Blechen erzeugten, wenig glatten Loches, gleichzeitig aber auch das Bedenkliche des Vorschlages: In der Nähe des Setzkopfes mit Speisehals (unten) sind die Löcher bedeutend erweitert, was auf sehr große Lochwandpressung, verbunden mit bedeutender bleibender Formänderung, d. h. auf starke Ueberanstrengung des Blechmateriales hindeutet. Ueberdies ist zu beachten, daß bei kurzen Nieten, wie sie z. B. bei Dampfkesseln Verwendung finden, die Ausfüllung des Loches bei Maschinennietung auch ohne Speisehals befriedigend auszufallen pflegt.

Fig. 13 und 14.

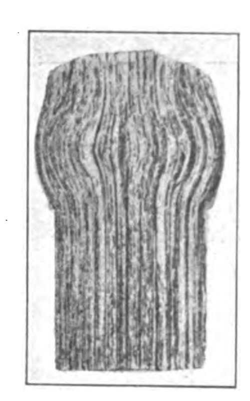



Fig. 15 und 16.

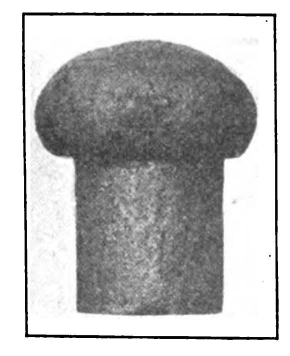
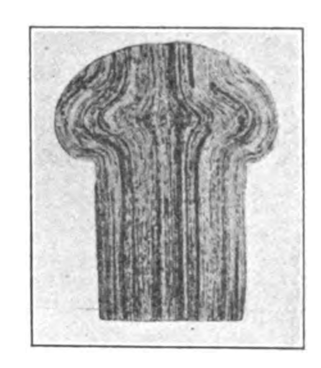



Fig. 17 und 18.

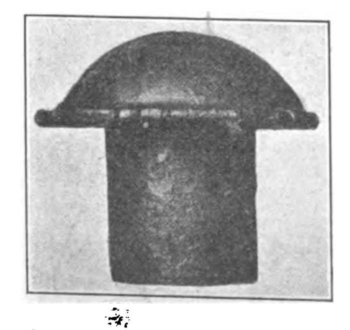



Fig. 19.

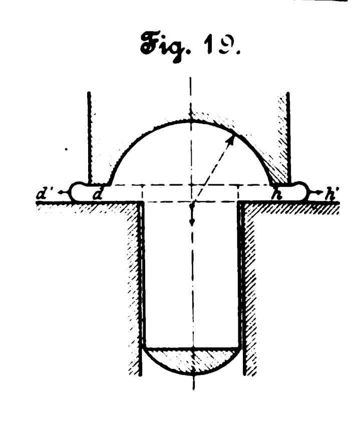


Fig. 20. Fig. 21. Fig. 22.

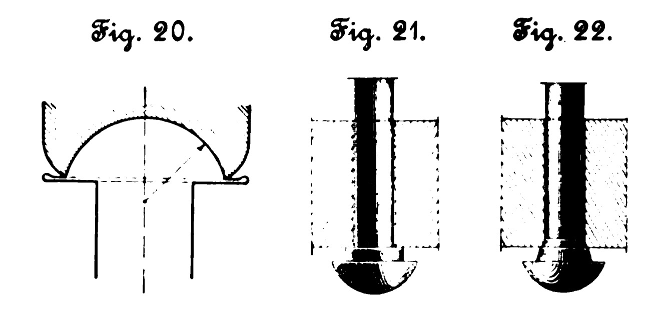
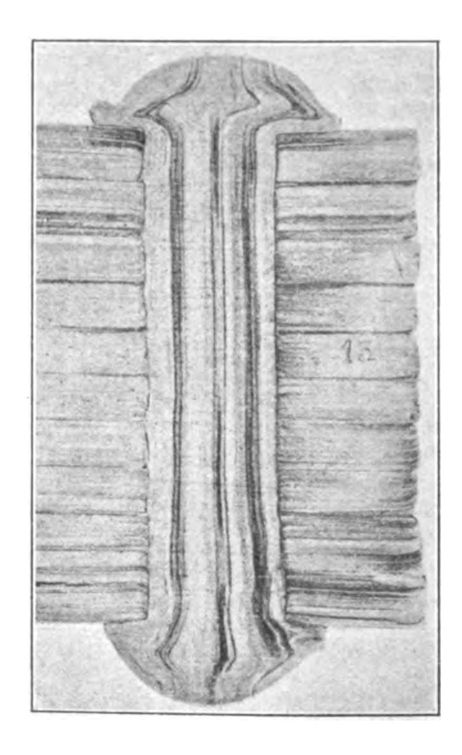


Fig. 23.

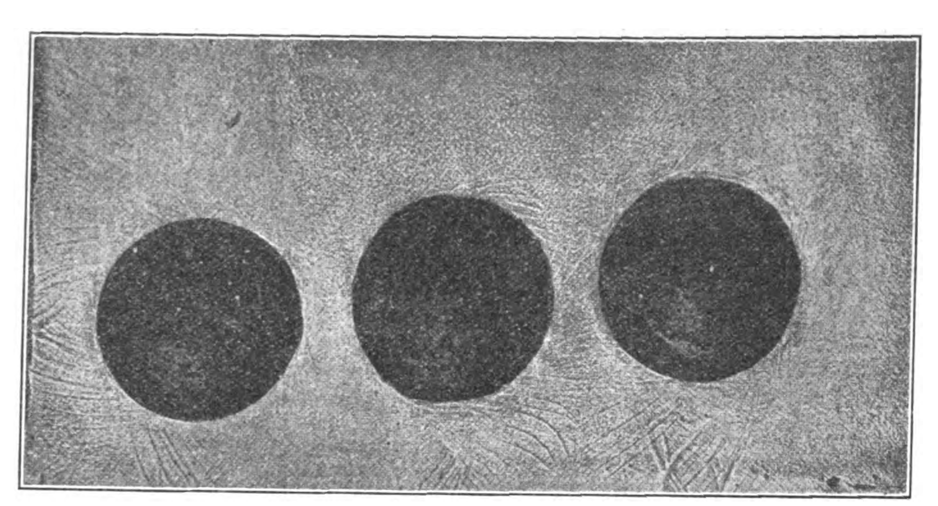


Besondere Versuche stellt Frémont an, um festzustellen, ob vollkommene Ausfüllung des Loches bezw. Berührung des Lochrandes durch den Nietschaft möglich ist, derart, daß eine Spannungsverbindung entsteht trotz der durch Abkühlung bedingten Zusammenziehung.

[1]) Zu dieser Anschauung war schon früher auf Grund von Versuchen und andern Erwägungen C. Bach gelangt; vergl. Z. 1894 S. 1233.

In eine Stahlplatte von 26 mm Dicke und 100 mm Breite wurde ein Loch von 25,8 mm Dmr. gebohrt, in dieses ein Schaftstück eingeführt und unter der Presse ein Kopf erzeugt. Das erste Stück wurde weißwarm eingebracht und der Höchstdruck (90 t) nach Bildung des Kopfes nur während eines Bruchteiles einer Sekunde aufrecht erhalten; der Schaft hatte nach dem Erkalten einen um 0,2 mm geringeren Durchmesser als das Loch. Beim zweiten Versuch ließ man den Höchstdruck 60 sk lang wirken; der Schaft ergab sich um 0,08 mm schwächer als das Loch. Das dritte Stück wurde kirschrotwarm vernietet, der Höchstdruck wirkte 60 sk lang. Der Unterschied zwischen Schaft- und Lochdurchmesser betrug 0,02 mm. Vor dem vierten Versuch wurde die Stahlplatte auf 58 mm Breite gebracht und hierauf die Nietung wie bei Versuch 3 durchgeführt. Es zeigte sich nun bleibende Formänderung am Nietloch, und zum Herausdrücken des Nietstückes (von der Schaftseite her) war eine Kraft von 4500 kg erforderlich. Es übertraf also die elastische Formänderung der Stahlmatrize die Zusammenziehung durch die Wärme des Nietschaftes. Aus diesen Versuchen schließt Frémont, daß sich bei gewissen Teilen vollkommene Ausfüllung des Nietloches (Spannungsverbindung) erzielen lasse; er spricht zudem die Ansicht aus, daß man dadurch erreichen könne, daß Dampfkesselniete ohne Verstemmen dicht halten. Mit Rücksicht darauf, daß das zur Herstellung von Dampfkesseln verwendete Material weit früher bleibende Formänderungen von Erheblichkeit erleidet als die bei den Versuchen von Frémont benutzte Stahlplatte, sowie darauf, daß die Breitenabmessungen der zu vernietenden Stücke in den weitaus meisten Fällen, jedenfalls aber bei Dampfkesseln, ein Vielfaches der von Frémont angewendeten sind (58 mm bei 25 mm Nietdurchmesser), erscheint die Berechtigung des gezogenen Schlusses fraglich. Zudem ist durch die Versuche von C. Bach[1]) für Dampfkesselnietungen hinreichend sicher nachgewiesen, daß auch ohne Ausfüllung des Nietloches der durch die Schaftspannung erzeugte Widerstand gegen Gleiten zur Uebertragung der wirkenden Kräfte ausreicht. Darüber, welche Bedeutung der vollkommenen Berührung des Lochrandes durch den Nietschaft bei Brückenverbindungen mit sehr langen Nieten innewohnt, müßten Versuche entscheiden, welche sich mit der Widerstandsfähigkeit solcher Verbindungen beschäftigen.

Fig. 24.



Hinsichtlich der Frage des Aufbohrens gestanzter Löcher gelangt Frémont zu folgenden Beobachtungen und Schlüssen:

1) Bleibende Formänderung von Erheblichkeit tritt beim Stanzen auf eine Breite etwa gleich der Blechdicke ein;

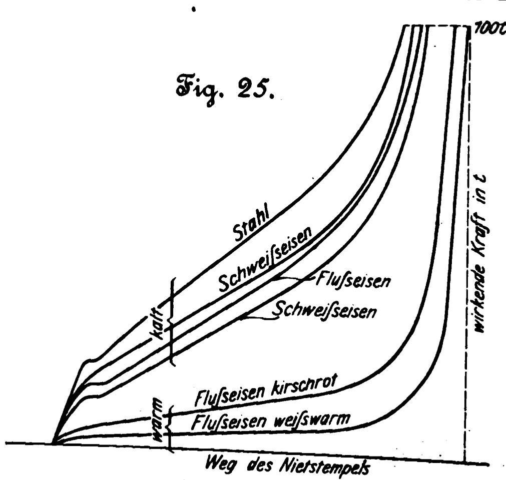
2) sprödes Material zeigt auch nach dem Ausbohren am Lochrande geringe Zähigkeit;

3) zähes Material bleibt zäh auch am Rande gestanzter und durch Dorn aufgetriebener Löcher.

Hieraus folgert Frémont, daß in erster Linie die Verwendung nur zähen Materiales zu verlangen sei, und daß erst in zweiter Linie der Forderung Bedeutung zukomme: die Löcher müssen gebohrt werden. Er weist ferner darauf hin, daß durch die Beanspruchungen beim Einziehen der Niete die Bleche auf weiten Umkreis überanstrengt werden. Fig. 24 veranschaulicht dies. Sie weist Streckfiguren, welche durch bleibende Formänderung erzeugt sind, auf eine Entfernung von rd. 50 mm von den Nieten auf. (Dieser Umstand dürfte um so mehr Beachtung verdienen, als sich das Blech während dieser Formänderung infolge der Berührung mit den warm eingebrachten Nieten im erhitzten Zustande befindet.)

Frémont bestimmt weiterhin die zur Erzeugung des Schließkopfes notwendige Kraft, welche abhängt von dem Querschnitt der Niete, der Härte des Nietmateriales, der Erwärmung der Niete, der Nietzeit und der beabsichtigten Höhe des Nachpressens am Schließkopf. Die Versuche wurden mit kalten, kirschrot (800° C) und weißwarm (1300° C) erhitzten Nieten durchgeführt; hierbei wird daran erinnert, daß Niete aus Material höherer Festigkeit (4500 bis 5500 kg/qcm) nicht wesentlich über 800° C erwärmt werden dürfen, weil sie sonst bleibend verderben (überhitzt) würden und ihre Zähigkeit einbüßten. Die Ergebnisse für Niete von 25 mm Dicke sind in Fig. 25 dargestellt. Diese zeigt deutlich, daß eine Kraft von 100 t zur vollkommenen Ausbildung des Nietkopfes bei Flußeisen nur ausreicht, wenn die Niete weißwarm eingebracht werden, sowie daß die erforderliche Kraft für jede Zusammendrückung bei geringerer Erwärmung (800° C) etwa doppelt so groß ausfällt wie bei Weißwärme. In ähnlicher Weise äußert sich auch eine Verzögerung im Vorschreiten des Stempels, eine Folge der fortschreitenden Abkühlung der Niete. Aus zahlreichen Versuchen wird hierauf geschlossen, daß, um gesunde Nietung bei weißwarm bezw. kirschrot eingebrachten Nieten zu erzielen, eine Kraft erforderlich ist, welche das 2,7 fache bezw. 5 fache der Zugfestigkeit des Nietschaftes beträgt. Für Niete von 25 mm Schaftdurchmesser ergeben sich hiernach die in folgender Zusammenstellung enthaltenen Werte der erforderlichen Schließkraft (in t):

Fig. 25.



Festigkeit des Nietmateriales	3000	3500	4000	4500	5000 kg/qcm
Niete weißwarm eingebracht	40	47	54	—	—
» kirschrot »	74	87	100	112	125

Bei diesen Versuchen betrug die Zeit, während deren die Höchstkraft wirkte, nur 2 bis 3 sk. Wird sie verlängert,

[1]) Z. 1892 S. 1142 bis 1148, 1305 bis 1314; 1894 S. 1231 bis 1233; 1895 S. 301 bis 303.

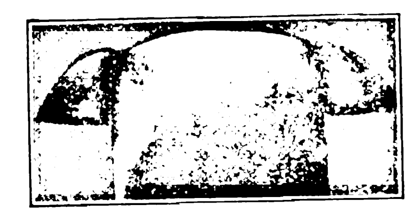
etwa auf 30 sk, so wird eine weitere Formänderung des Nietkopfes erzielt, so daß das Ergebnis einer um etwa 20 t gesteigerten Nietkraft, die nur 2 bis 3 sk wirkt, entspricht.

Weiterhin wird die zu einer Nietung (70 t Höchstlast, 25 mm Schaftdurchmesser) verbrauchte Arbeit bestimmt, und zwar gleich rd. 4000 mkg. Auf Grund der Druckdiagramme (vergl. z. B. Fig. 25) war auf einen Aufwand von wesentlich geringerer Höhe zu rechnen, derart, daß sich ein Gesamtwirkungsgrad der ganzen Anlage von rd. 5 vH ergibt.

Eine Untersuchung des Einflusses der Nietung auf das zu den Nieten verwendete Material (Zug-, Biege- und Schlagversuche) führt zu der Erkenntnis, daß es im allgemeinen wesentlich verbessert wird, daß dagegen Schweißeisen innerhalb des Kopfes notleidet, indem der Zusammenhang der einzelnen Schichten abnimmt (s. u.).

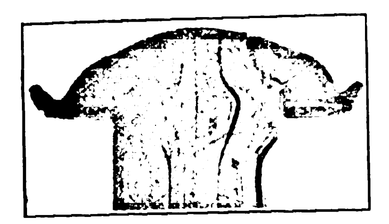
Ein weiterer Abschnitt beschäftigt sich mit der Widerstandsfähigkeit der einzelnen Teile der Niete. Es ergibt sich, daß Niete aus Schweißeisen bei der Zugprobe am Kopf, solche aus Flußeisen im Schaft brechen. Zur weiteren Verfolgung

Fig. 26.



des Gegenstandes wurden aus den Nieten 2 bis 3 mm starke Scheiben (Längsschnitten entsprechend) herausgearbeitet, durch eine Oeffnung vom Durchmesser des Nietloches gesteckt und auf Zug beansprucht. Hierbei brachen die Platten aus Flußeisennieten an der Stelle der größten Schub- und Biegungsbeanspruchung (vergl. Fig. 26), diejenigen aus gewöhnlichen Schweißeisennieten längs der Schichtengrenzen (vergl. Fig. 27). Durch besondere Biegeversuche wurde nachgewiesen, daß an diesen Stellen das Material bei der Erzeugung des Kopfes notleidet (s. o.), daß dies aber bei Feinkorneisen nicht der Fall ist.

Fig. 27.



Hierauf wird das Arbeitsvermögen von Nieten bei statischer und dynamischer Beanspruchung (Hammergewicht 15 kg, Fallhöhe 4 m) bestimmt. Es zeigen sich die Flußeisenniete (Hand- und Maschinennietung) den Nieten aus gewöhnlichem Schweißeisen weit überlegen, in gleicher Weise wie diejenigen aus Feinkorneisen. Dennoch rät Frémont von der Verwendung des letzteren ab, weil es kostspielig und schwer in stets gleicher Güte zu erhalten sei. Die Anforderungen, welche er an Flußeisen, wie es zur Erzeugung von Nieten Verwendung finden sollte, stellt, sind am Schluß der Besprechung mitgeteilt.

Weitere Versuche befassen sich mit der Ermittlung der Widerstandsfähigkeit der Nietköpfe und ihrer geringsten zulässigen Höhe. Es ergibt sich, daß bei den üblichen Abmessungen für Flußeisenniete Kopf und Schaft nahezu gleiche Festigkeit besitzen, während bei Schweißeisennieten Kopfbrüche eintreten. Als Hülfsmittel zur Erhöhung der Widerstandsfähigkeit bei der Verwendung von Schweißeisennieten und in Fällen, wo die Kopfhöhe verringert werden muß, wird Versenkung des Nietloches empfohlen, wodurch auch bei geringer Tiefe der Abfräsung die Tragkraft des Kopfes bedeutend gesteigert wird.

Schließlich geht Frémont auf die zur Erwärmung der Niete verwendeten Vorrichtungen ein. Er weist auf die große Gefahr hin, welche für die Güte des Materiales in der Verwendung offener Feuer besteht, namentlich sofern Niete aus Material von hoher Festigkeit in Betracht kommen, das durch zu hohe Erhitzung leicht verdorben wird.

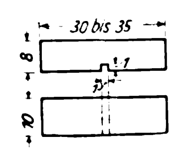
Ein letzter Abschnitt ist den bei Nietungen vorkommenden Mängeln gewidmet, wie Abbrennen der Niete zum Zwecke der Verkürzung, unsachgemäßes Einziehen von Nieten mit zu schwachem Schaft, Entstehung versetzter Köpfe, beabsichtigte Täuschung durch Ersatz der Niete an schwer zugänglichen Stellen durch Nachahmungen aus Blei, Kork usw.

Von großem Interesse sind die Schlußfolgerungen Frémonts, die deshalb ausführlicher angeführt werden sollen.

1) Ausreiben und Aufbohren. Da die Nietlöcher um so besser ausgefüllt werden, je glatter die Lochwand ist, so sind die Löcher nach dem Zusammenpassen der Teile auszureiben; Löcher für Schweißeisenniete sind etwas zu versenken.

2) Material für die Niete. Für Kessel und Brücken sind nur Flußeisenniete zu verwenden aus Material von 3500 bis 4500 kg/qcm Zugfestigkeit und mindestens 60 vH Querschnittsverminderung. (Die Werte sind nur als Anhalt gegeben.) Als Abnahmebedingung wird die Kerbschlagbiegeprobe vorgeschlagen. Bei einem Querschnitt von 10 mm Breite, 8 mm Höhe und einer mit der Säge erzeugten Kerbe von 1 mm Tiefe muß der 30 bis 35 mm lange Probekörper (vergl. Fig. 28) zum Bruch eine Arbeit von mindestens 20 mkg erfordern. Vor dem Versuch ist er auf eine Temperatur zu bringen, welche derjenigen der Niete beim Einbringen mindestens gleich ist (und langsam erkalten zu lassen). Als Hülfsmittel zur schnellen Bestimmung der Eigenschaften des Materiales beim Zugversuch wird die Stanzprobe empfohlen. Ferner wird darauf hingewiesen, daß sich Niete aus Nickelstahl durch ihr großes Arbeitsvermögen auszeichnen.

Fig. 28.



Die übrigen Punkte der Zusammenfassung (Vorrichtungen zur Erwärmung, lange Aufrechterhaltung des Höchstdruckes, erforderliche Höhe desselben, Form des Nietstempels) sind oben ausführlich besprochen worden. Als Nietmaschinen werden in erster Linie diejenigen mit hydraulischem Antrieb, in zweiter Linie Lufthämmer empfohlen. Zu verwerfen sind alle Vorrichtungen, welche Einstellung des Stempelabstandes vor der Nietung verlangen, und bei denen der Höchstdruck nicht beliebig lange aufrecht erhalten werden kann.

Die im Vorstehenden gegebene kurze Uebersicht über den wesentlichsten Inhalt der Frémontschen Arbeit dürfte genügen, um zu zeigen, daß es diesem Forscher gelungen ist, die Erkenntnis hinsichtlich der Vorgänge beim Nieten in wesentlichen Punkten zu erweitern und für eine Reihe praktisch erprobter Regeln einleuchtende Begründung zu verschaffen. Ob sich die von ihm vorgeschlagene neue Nietform einbürgern wird, erscheint fraglich; dagegen dürfte der Nachweis, daß es unrichtig ist, zur Herstellung der Niete Schweißeisen schlechtweg dem Flußeisen vorzuziehen, praktische Bedeutung besitzen, besonders deshalb, weil Frémont zugleich Bedingungen angibt, durch deren Erfüllung sich nach seiner Ansicht ein Flußeisenmaterial zur Erzeugung von Nieten als geeignet erweist.

R. Baumann.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Gedanken über moderne Verwaltungs- und Wirtschaftspolitik. Von Dr. J. Zinßmeister. I. Abteilung. München 1907. M. Riegersche Universitäts-Buchhandlung (G. Himmer). Preis 1,60 *M*.

Die Schrift geht davon aus, daß unsre heutige Verwaltung, deren Form im wesentlichen aus dem Anfange des vorigen Jahrhunderts stammt, veraltet ist und für die heutige Zeit nicht mehr geeignet erscheint. Die auf bureaukratischer Grundlage aufgebaute Form erklärt sich daraus, daß es zur Zeit ihrer Entstehung im Staatswesen fast aus-

schließlich bureaukratische Arbeiten gab, die sich, von der Rechtspflege abgesehen, in der Hauptsache auf Polizei-, Schul- und Armenwesen erstreckten, während das heutige Deutschland nach Ansicht des Verfassers vorwiegend Wirtschaftsfragen zu bearbeiten hat. Die alte bureaukratische Form arbeitet für die heutige Zeit viel zu langsam, schwerfällig und teuer und sollte daher durch eine neue, mehr auf wirtschaftlicher Grundlage aufgebaute Form ersetzt werden. Die ihr anhaftende langsame und schwerfällige Geschäftsabwicklung kann das heutige intensive Wirtschaftsleben nicht in dem Maße fördern, wie sie es tun soll. Eine solche Umbildung der Verwaltung wird auch durch das neuzeitliche Kultur- und Wirtschaftsleben bedingt, das gegen früher durch die Wirkung der modernen Wissenschaften vollständig umgestaltet und in neue Bahnen gewiesen worden ist. Neben der zeitgemäßen Verbesserung der Verwaltungsart würde nach der Ansicht des Verfassers zugleich der Vorteil einer Verbilligung der Verwaltung erreicht und die laufenden Ausgaben des Staates vermindert werden. Dadurch würden erheblichere Mittel als bisher zur Förderung und Lösung allgemeiner Kultur- und Wirtschaftsaufgaben des Staates frei werden. Dr. A. K.

Die Herstellung der Dampfkessel. Von M. Gerbel. Berlin 1907, Julius Springer. 82 S. mit 60 Fig. Preis 2 M.

Veröffentlichungen der Deutschen Gesellschaft für Volksbäder. 3. Bd. 3. Heft. Von dem geschäftsführenden Ausschuß. Berlin 1907, August Hirschwald. 449 S. mit mehreren Figuren.

Der praktische Installateur elektrischer Haustelegraphen und Telephone. Eine Anleitung zur Einrichtung und Reparatur elektrischer Haustelegraphen- und Haustelephonanlagen jeder Art. Von Friedrich Esche. 2. Auflage. Leipzig 1907, Hachmeister & Thal. 229 S. mit 231 Figuren und 7 Tafeln. Preis 3,60 M.

Das 200jährige Jubiläum der Dampfmaschine 1706 bis 1906. Von Kurt Hering. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 57 S. Preis 1,60 M.

Statik der Raumfachwerke. Von Dr. Wilhelm Schlink. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 390 S. mit 214 Fig. und 2 Tafeln. Preis 9 M.

Statistische Zusammenstellungen über Blei, Kupfer, Zink, Zinn, Aluminium, Nickel, Quecksilber und Silber. Von der Metallgesellschaft und der Metallurgischen Gesellschaft A.-G. 13. Jahrgang. Metallgesellschaft Frankfurt a. M. 1903. 111 S.

Verhandlungen aus dem Jahr 1906 und Bericht über die 46. Jahresversammlung des deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern in Bremen 28. bis 30. Juni 1906. München 1907, R. Oldenbourg. 744 S. mit 108 Fig. und 22 Tafeln.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Gesundheitsingenieurwesen. Vernon-Harcourt, Leveson Francis. Sanitary engineering with respect to water supply and sewage disposal. London 1907. Longmans, Green & Co. Preis 25,20 M.

Heizung und Lüftung. Klinger, H. J. Die Wohnungs-Warmwasserheizung (Etagenheizung). [aus Zeitschrift für Heizung, Lüftung und Beleuchtung] Halle 1907. C. Marhold. Preis 1,20 M.

— Schramm, Bruno. Taschenbuch für Heizungsmonteure. 3. Aufl. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 2,50 M.

Hochbau. Artmann, Emil. Die Fundierung im Hochbau. Wien 1907. Lehmann & Wentzel. Preis 3 M.

— Barkhausen, G. Theorie der Verbundbauten im Eisenbeton und ihre Anwendung. [aus Organ für die Fortschr. des Eisenbahnwesens] Wiesbaden 1907. C. W. Kreidel. Preis 2 M.

— Behse, W. H. Treppen aus Holz 6. Aufl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 1,50 M.

Holzbearbeitung. Barfuß, F. W. Der Böttcher. 10. Aufl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 6 M.

— Hansen, Harald. Die Faßfabrikation. Eine Anleitung für die maschinelle Herstellung der Fässer. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 1 M.

— Zimmermann, Wilh. Wasserfeste und waschechte Holzbeizen. Zürich 1907. A. Wehner. Preis 3 M.

Ingenieurwesen. Fowler's mechanical engineer's pocketbook. 1907. Manchester 1907. Scientific Publishing Company. Preis 1,50 M.

— Horner, Joseph G. The encyclopaedia of practical engineering and allied trades. London 1907. Virtue & Co. Preis 8,70 M.

— Krauß, Fritz. Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 3 M.

— Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 38. Heft: Martens, A. Die Meßdose als Kraftmesser in der Materialprüfmaschine. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 M.

— Desgl. 39. Heft: Bach, C. Versuche mit Eisenbetonbalken. Versuche mit einbetoniertem Thacher-Eisen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 M.

Maschinenteile. Luther, G. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt, Aktiengesellschaft, Braunschweig. Abteilung: Moderne Transmissionen. Braunschweig 1907. B. Goeritz. Preis 3 M.

— Mikolaschek, Karl. Maschinenkunde für Webeschulen. 1. Teil: Maschinen-Elemente und Transmissionen. 2. Aufl. Wien 1907. F. Deuticke. Preis 1,50 M.

Materialkunde Friesendorff, T. Ueber die Brinelsche Kugelprobe zur Bestimmung der Härte der Metalle. [aus Baumaterialienkunde] Freiburg i. B. 1907. J. Bielefeld. Preis 0,50 M.

— Malenković, Basil. Die Asphaltfrage, insbesondere die Nomenklaturfrage, vom Standpunkte des Hochbau- und Straßenbau-Ingenieurs. [aus Baumaterialienkunde] Freiburg i. B. 1907. J. Bielefeld. Preis 1 M.

Mathematik. Haeder jun., Otto. Die Schnellperspektive (Haeder-Perspektive) und Skizzieren. Duisburg 1907. (Düsseldorf, L. Schwann). Preis 2 M.

— Körbers Strahlendiagramm zur vereinfachten Herstellung perspektivischer Zeichnungen. 2. Aufl. Berlin 1907. W. Ernst & Sohn. Preis 2 M.

— Marc, L. Aufgaben aus der höheren Mathematik, technischen Mechanik und darstellenden Geometrie. München 1907. A. Lachner. Preis 2 M.

— Marc, L., und K. Koch. Lösungen zu den Aufgaben aus der höheren Mathematik, technischen Mechanik und darstellenden Geometrie. München 1907. A. Lachner. Preis 6 M.

— Rothbaum, Gust. Lehrbuch der politischen Arithmetik für höhere Handelsschulen. Wien 1907. A. Hölder. Preis 1,60 M.

Mechanik. Bashford, Francis. Ballistic experiments from 1864 to 1880. Cambridge 1907. University Press. Preis 1,20 M.

— Lingenfelder, Wilh. Die Tragfähigkeits-Berechnungen von Balken, Säulen und dergl. 2. Aufl. Emmendingen 1907. Druck- und Verlagsgesellschaft vorm. Dölter. Preis 1,60 M.

— Stavenhagen, W. Die Feldbefestigung. Berlin 1907. Ernst Siegfried Mittler & Sohn. Preis 0,90 M.

— Wittenbauer, Ferdinand. Aufgaben aus der technischen Mechanik. 1. Bd. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 5 M.

Meßgeräte und -verfahren. Hentze, B. Der Faßberechner. Leitfaden zur schnellen und zuverlässigen Inhaltsberechnung von runden, ovalen und bauchigen Fässern und Bottichen, sowie von zylindrischen und zugespitzten Gefäßen usw. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 1 M.

Metallbearbeitung. Fricker, M. Rivetage. Paris 1907. Gauthier-Villars & Masson & Cie. Preis 2,50 M.

— Schuberth, H. Hand- und Hülfsbuch für Metallarbeiter. 2. Aufl. 18. bis 27. Heft. Wien 1907. Hartleben. Preis je 0,50 M.

Metallhüttenwesen. Waldeck, Karl. Streifzüge durch die Blei- und Silberhütten des Oberharzes. Halle 1907. W. Knapp. Preis 3,40 M.

Motorwagen und Fahrräder. Gant, L. W. Elements of electric traction for motormen and others. London 1907. Harper Brothers. Preis 6 M.

— Hibbert, W. Electric ignition for motor vehicles. London 1907. Whittaker & Co. Preis 1,50 M.

— O'Gorman's motor pocket-book. 2. Aufl. London 1907. Archibald Constable & Co., Ltd. Preis 9 M.

— Wegner, Rich. Der Gasstromerzeuger. Eine neue Wärmekraftmaschine für Motor- und Heizzwecke im Motorenbau usw. Rostock 1907. C. J. E. Volckmann. Preis 1,50 M.

Papierindustrie. Winzer, Ant. Papiermaché und Zelluloid. Eine ausführliche Darstellung ihrer Bereitung und Verwendung für Gebrauchs- und Luxusgegenstände. 4. Aufl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 2 M.

Physik. Bauer, L. A. Terrestrial magnetism, results of magnetic observations made by the coast and geodetic survey between July 1. 1905, and June 30. 1906. Washington 1907. Government Printing Office.

— Baur, Emil. Kurzer Abriß der Spektroskopie und Kalorimetrie. Leipzig 1907. Johann Ambrosius Barth. Preis 6 M.

Physik. Larmor, Joseph. Memoir and scientific correspondence of the late Sir George Gabriel Stokes. 2 Bände. Cambridge 1907. The University Press. Preis 29 *M*.

Pumpen und Gebläse. Wunderlich, H. Thermische Untersuchung an Luftkompressoren. [aus Oesterr. polytechn. Zeitschrift] Wien 1907. Akadem. Verlag. Preis 0,10 *M*.

Schiff- und Seewesen. Albrecht, M. F., und C. S. Vierow. Lehrbuch der Navigation und ihrer mathematischen Hülfswissenschaften. Für die königl. preuß. Navigations-Schulen. 9. Aufl. Berlin 1907. R. v. Decker. Preis 14 *M*.

— Durand, W. F. Motorboats. London 1907. International Marine Engineering. Preis 7, 0 *M*.

— Lehmann-Felskowsky. 50 Jahre Schiffbau 1857 bis 1907, zum 50jährigen Bestehen der Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan«, Stettin-Bredow.

— Lloyd's register of British and foreign shipping, rules and regulations for the construction and classification of yachts of the international rating classes. London 1907. London: Lloyd office. Preis 6 *M*.

— Ludolph, W. Leuchtfeuer und Schallsignale der Erde für das Jahr 1907. 36. Jahrg. Bremerhaven 1907. L. v. Vangerow. Preis 8 *M*.

Zeitschriftenschau.[1]

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Erzrösten. Von Wetzel. Schluß. (Dingler 6. Juli 07 S. 424/26*) S. Zeitschriftenschau v. 13. Juli 07.

Dampfkraftanlagen.

Gefahren des Dampfkesselbetriebes. Von Hauck. Forts. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juni 07 S. 73/78*) Gefährdung durch die Feuerung. Forts. folgt.

A disastrous boiler explosion. (Marine Eng. Juli 07 S. 273/75*) Bericht über die Explosion des Hülfskessels auf dem Hamburger Dampfer »Valdivia«, wobei 7 Personen getötet wurden.

Recent steam turbine developments. Von Emmet. (Eng. Rec. 22. Juni 07 S. 730/31) Allgemeine Angaben über die Vervollkommnung von Curtis-Dampfturbinen. Mitteilungen einzelner Werte von neueren sehr günstigen Versuchen mit Curtis-Turbinen.

Eisenbahnwesen.

Versuche mit Kamin und Blasrohr an Lokomotiven. Von Höhn. (Schweiz. Bauz. 6. Juli 07 S. 10/12*) Die von der Werkstätte Biel der Schweizerischen Bundesbahnen ausgeführten Versuche, die durch hohen Kohlenverbrauch einiger Tenderlokomotiven veranlaßt worden sind, haben zu wichtigen Ergebnissen hinsichtlich der Gestalt und Anordnung der Schornsteine und Blasrohre geführt.

The electrified section of the West Shore Railroad, between Utica and Syracuse, N. Y.: The Oneida Railway. (Eng. News 27. Juni 07 S. 707/09*) Die Strecke ist rd. 70 km lang. Zum Betriebe dient Gleichstrom, der aus Wechselstrom von 60000 V in vier Umformerstationen umgeformt wird. Die Zuleitung zu den Wagenmotoren erfolgt durch eine Stromschiene.

Eisenhüttenwesen.

Open hearth steel rails. Von Talbot. (Iron Age 27. Juni 07 S. 1962/63*) Schienenprofile. Steigerung des Kohlenstoffgehaltes. Ergebnisse von Schlagversuchen. Walzverfahren.

The Stubblebine and Smythe iron melting furnace. (Iron Age 27. Juni 07 S. 1965*) Flammofen mit tiefliegendem Rost für Walzwerke.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die neue Eisenbahnbrücke über den Neckar bei Heidelberg. Von Lucas, Müller und Trauer. (Deutsche Bauz. 6. Juli 07 S. 378/82*) Die Brücke hat vier Bogen von 68,08, 47,2 und 2 × 47,45 m Spannweite. Gründungen der Pfeiler und Widerlager. Forts. folgt.

The Quebec bridge superstructure details. (Eng. Rec. 22. Juni 07 S. 736/38*) Konstruktion der Hauptpfeiler. Forts. folgt.

A six-track solid-floor plate-girder bridge. (Eng. Rec. 22. Juni 07 S. 728/30*) Die Brücke besteht aus zwei Hauptöffnungen von je 35 m und zwei Nebenöffnungen von 15 und 19 m Spannweite. Konstruktionseinzelheiten und Bauvorgang.

Bascule bridge for the Corporation of Portsmouth. (Engng. 5. Juli 07 S. 15/16* m. 1 Taf.) Die Brücke hat 7,37 m lichte Breite und überspannt eine 18,25 m weite Oeffnung mit zwei gleichen Auslegerklappen, die durch einen Elektromotor oder mit der Hand um eine wagerechte Achse gedreht werden.

Aqueduct bridges on the Illinois and Mississippi Canal. Von Honens. (Eng. Rec. 29. Juni 07 S. 769/71*) Der Kanal wird mittels Betoneisenbrücken von 4 bis 10 Oeffnungen zu je 10,6 m Spannweite über die größeren Flüsse geführt.

Elektrotechnik.

The water and electric power systems of the Portland Railway Light and Power Company, Portland, Oregon. Von Hardesty. (Eng. News 27. Juni 07 S. 699/705*) Die Gesellschaft besitzt im Portland-Bezirk zwei Wasserkraft- und drei Dampfkraft-Elektrizitätswerke von zusammen 20930 KW und im Salem-Bezirk zwei Dampfkraft-Elektrizitätswerke und ein Wasserkraft-Elektrizitätswerk von zusammen 1250 KW. Beschreibung der Hauptanlagen.

Electric power plant at the Cambrian Collieries. (Engineer 5. Juli 07 S. 21/22*) Das Kraftwerk enthält zwei stehende Dreifachexpansions-Dampfmaschinen, die unmittelbar mit zwei 1000 KW-Dynamos gekuppelt sind, in denen Drehstrom von 2200 V und 25 Per./sk erzeugt wird.

Wirbelstromverluste in Wechselstrommaschinen mit elliptischem Drehfelde. Von Rüdenberg. (El. u. Maschinenb. Wien 7. Juli 07 S. 533/36*) Rechnerische Untersuchung der Abhängigkeit der Energieverluste durch Wirbelströme im Rotor- und Statoreisen von Wechselstrom-Kollektormaschinen von der Gestalt des Drehfeldes.

Ueber elektrisches Bremsen mit Wechselstrom-Reihenmotoren. Von Kummer. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Juli 07 S. 361/64*) Bericht über Versuche im Prüffeld der Maschinenfabrik Oerlikon, von einem 60pferdigen Kommutatormotor mit Ausgleich im Stator Bremsstrom abzunehmen.

Erd- und Wasserbau.

The Staten Island ferry terminal. (Eng. Rec. 29. Juni 07 S. 761/65*) Der Anlegeplatz für die Fährboote besteht aus drei gedeckten Becken und daran anschließenden Wartehallen. Konstruktion der Gebäude.

Bauausführung des Gattico-Tunnels im Zuge der Santhià-Borgomanero-Arona-Bahn. Von Crugnola. (Schweiz. Bauz. 6. Juli 07 S. 6/10*) Der Tunnel ist 3308,6 m lang, hat drei Krümmungen mit 600 bis 1000 m Halbmesser und fällt von Arona ab mit 7,8 vT Neigung. Der Querschnitt ist eiförmig mit Abplattung an der Sohle, 5 m breit und 5,5 m hoch. Der Vortrieb wurde mittels Firststollens von den Enden und von drei Schächten aus vorgenommen. Die Arbeiten vom dritten Schacht aus wurden durch Wassereinbrüche derart gestört, daß man dort den Tunnel nur mittels seitlicher Hülfsstollen herstellen konnte. Forts. folgt.

Notice sur l'exécution des travaux du siphon de Suresnes. Von Caldaguès. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 1 S. 171/98* m. 2 Taf.) Die doppelte Dükerleitung ist rd. 330 m lang; hiervon liegen rd. 164 m unter der Seine. Eingehende Beschreibung der Bauausführung.

Feuerungsanlagen.

The Roberts three-pass fire brick stove. (Iron Age 20. Juni 07 S. 1879/80*) Der dargestellte stehende zylindrische Winderhitzer hat in der Mitte eine Verbrennungskammer, die von je vier Rückerhitzerkammern für abwärts und aufwärts streichende Luft umschlossen wird.

Gasindustrie.

Die Versorgung der Stadt Mannheim mit Wasser und Licht. Von Pichler. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 6. Juli 07 S. 607/14* mit 1 Taf.) Die Stadt hat zwei Gaswerke von 19000 und 38000 cbm Höchstleistung in 24 st. Schluß folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Bedeutung der Müllverbrennung für die Elektrotechnik. Von Dettmar. Forts. (ETZ 4. Juli 07 S. 670/72*) Die Müllverbrennungsanlagen in Hamburg und Zürich. Forts. folgt.

Gießerei.

Die Gießerei-Anlagen der Königlichen Fachschule für die Eisen- und Stahlindustrie des Siegener Landes zu Siegen. Von Haedicke. (Stahl u. Eisen 3. Juli 07 S. 939/43*) Anordnung der gesamten Lehrwerkstätten. Einrichtung der Gießerei mit Kuppelöfen, Tiegelöfen, Sandtrommel, Modellager, Laufkran und Fallwerk.

The Knight cupola charging apparatus. (Iron Age 20. Juni 07 S. 1867*) Selbsttätiger Verteiler für die Beschickung eines Gießereiofens.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Hebezeuge.

Electric transporters at Mersey Docks. (Engng. 5. Juli 07 S. 14*) Fahrbare Auslegerkrane für 1,5 t Last und 14,3 m größte Ausladung. Die Laufschienen sind auf dem First und an der Traufkante der Dächer von Lagergebäuden verlegt, die sich am Hafenbollwerk entlang ziehen.

Heizung und Lüftung.

Graphische Tafeln zur Berechnung von Warmwasserheizungen, Lüftungen und Schornsteinen. Von Gramberg. (Gesundhtsing. 6 Juli 07 S. 437/46*) Der Verfasser erörtert kurz die Anwendung der Tafeln.

Landwirtschaftliche Maschinen.

The Royal Agricultural Society's show. Forts. (Engineer 5. Juli 07 S. 16/18*) S. Zeitschriftenschau v. 13. Juli 07.

Maschinenteile.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben. Von Baudiß. (Dingler 6. Juli 07 S. 417/21*) Die Aufgabe wird für verschiedene Fälle an Hand des Diagrammes von Schorch gelöst.

The arms of gear-wheels. Von Wood. (Am. Mach. 6. Juli 07 S. 873*) Berechnung der Zahnradarme aus der Verzahnung.

The economy friction clutch. (Iron Age 20. Juni 07 S. 1878*) Die von der Nugent Tool Co. insbesondere zum Ersatz von losen und festen Riemenscheiben gebaute Reibkupplung ist mit einem einstellbaren Reibring versehen, der beim Kuppeln an einen ihn umfassenden Ring an der zu treibenden Welle oder Riemenscheibe gedrückt wird.

Materialkunde.

Zur Frage der Rißbildung in Kesselblechen. Von Eichhoff. (Stahl u. Eisen 3. Juli 07 S. 934/39*) Meinungsäußerung zu den Aufsätzen von Bach in Z. 1907 S. 465 und 747.

Mechanik.

Bestimmung der Deformierung einer Eisenbetonplatte und der auf ihr errichteten Gebäude. Von Bürgin. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 3 S. 199/212*) Ableitung eines Verfahrens zur Ermittlung der Beanspruchung auf rechnerischem Wege.

Formänderung des Wassers bei hohem Druck. Von Hagemann. (Glückauf 6. Juli 07 S. 845/47*) Die Erörterungen des Verfassers ergeben, daß die Druckhöhenverluste durch Formänderung des Wassers bei hohem Druck erheblich vermehrt werden.

Metallbearbeitung.

The new Pratt & Whitney turret lathe. (Iron Age 27. Juli 07 S. 1943/47*) Konstruktionseinzelheiten der Revolverbank mit 6 Stahlwechseln zum Bearbeiten von Rundeisen bis zu 64 mm Dmr. und 660 mm Länge oder von Gußstücken bis zu 350 mm Dmr.

A Newton 40-in-gear cutting machine. (Iron Age 20. Juni 07 S. 1874/75*) Fräsmaschine für Stirnzahnräder bis zu 1000 mm Dmr.

The Logemann hydraulic pipe and shaft straightener. (Iron Age 20. Juni 07 S. 1865/66*) Auf der Maschine, die aus einer wagerechten Drehspindel, einem Schlitten mit Wagen und einem Druckwasserzylinder für 125 t Druck besteht, können volle Wellen bis 230 mm und Röhren bis zu 300 mm Dmr. ausgerichtet werden.

Motorwagen und Fahrräder.

Einige Grundsätze und Erfahrungszahlen für die Konstruktion von Automobil-Getrieben. Von Gerster. (Motorw. 30. Juni 07 S. 533/35*) Uebersetzungsverhältnisse. Zahndruck. Achsentfernung der Räder. Berechnung der Zähne. Material und Herstellung der Zahnräder und Wellen.

Ueber Konstruktionsmaterial für den Bau kleiner Automobile. Von Thallner. Schluß. (Motorw. 30. Juni 07 S. 528/33) Materialprüfung. Einsatzhärtung.

Ueber autogene Schweißung und deren Anwendung für den Automobilbau. Von Rumpler. Schluß. (Motorw. 30. Juni 07 S. 527/28 m. 2 Taf.) Herstellung von hohlen Kurbelwellen durch Schweißen. Allgemeine Grundsätze für die Anwendung des Schweißens.

Papierindustrie.

Neuerungen in der Papierfabrikation. Von Haußner. Forts. (Dingler 6. Juli 07 S. 426/29*) Betriebwasser für Papierfabrikation. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Die neue Stahlwerks-Gebläsemaschine der A.-G. Union zu Dortmund. (Stahl u. Eisen 3. Juli 07 S. 933/34 m. 1 Taf.) Die von Ehrhardt & Sehmer gebaute Maschine für 10 at Dampfüberdruck, 2,5 at Luftüberdruck, 1100 cbm/min Ansaugwindmenge bei 50 und 1300 cbm/min Windmenge und 60 Uml./min hat 1450 und 2250 mm Dampfzyl.-Dmr., zweimal 2000 mm Luftzyl.-Dmr., 1800 mm Kolbenhub, Ventil- und Corliss-Steuerung an der Dampfmaschine und Plättchenventile am Gebläse.

Efficiency tests of the Reavell air-compressor. (Engng. 5. Juli 07 S. 27*) Versuchsergebnisse eines durch Elektromotor mit 325 Uml./min angetriebenen Kompressors mit vier strahlig angeordneten Zylindern für 5 at Ueberdruck und 6,5 cbm/min Leistung.

Schiffs- und Seewesen.

Approximate formulae for determining the resistance of ships. Von Johns. (Marine Eng. Juli 07 S. 261/64*) Erläuterung der Rechnungsverfahren an Hand der Formeln von Middendorf und Fournier.

High-speed vessels. Von Welch. (Engng. 5. Juli 07 S. 32/33*) Erörterungen über die bei schnellen Schiffen auftretenden Beanspruchungen des Schiffskörpers.

The oil-motor herring-drifter »Thankful«. (Engng. 5. Juli 07 S. 16*) Der 20,7 m lange Lugger ist mit einem zweizylindrigen Petroleummotor von 82 PS_i und 250 Uml./min ausgerüstet und läuft 8 Knoten.

The Royal Mail Steam Packet Company's T.-S.S. »Avon«. (Engng. 5. Juli 07 S. 14/15* m. 3 Taf.) Der für die südamerikanische Fahrt bestimmte Dampfer ist 163 m lang, 18,9 m breit und hat 11000 t Brutto-Reg.-Tons. Die Maschinen leisten 7000 PS_i und sollen für 16 Knoten Geschwindigkeit ausreichen.

Straßenbahnen.

Unterhaltungskosten der Luftdruckbremse im Betriebe der Straßenbahn Hannover. Von Schörling. (El. Kraftbetr. u. B 4. Juli 07 S. 369/70) Die Unterhaltungskosten sind etwas höher als bei Solenoidbremsen. Die Luftdruckbremsen sollten aber bei großen Fahrgeschwindigkeiten und mehreren Anhängewagen wegen ihrer Zuverlässigkeit bevorzugt werden.

Textilindustrie.

Elektrischer Einzelantrieb in Tuchfabriken. Von Cremer-Chapé. (ETZ 4. Juli 07 S. 667/70*) Kraftbedarf von Webstühlen und ganzen Webereien bei verschiedenen Antriebarten. Anordnung der Motoren für Einzelantrieb. Wirtschaftlichkeit des Betriebes.

Elektrischer Antrieb von Ringspinnmaschinen, insbesondere nach dem Wechselstromsystem von Brown, Boveri & Co. Von Schnetzler. (El. Kraftbetr. u B. 4. Juli 07 S. 364/69*) Beschreibung des Vorganges beim Spinnen von Baumwolle. Vorteile des elektrischen Antriebes für Ringspinnmaschinen durch Anpassung der Geschwindigkeit an den Spulendurchmesser. Verwendung von Repulsionsmotoren zum selbsttätig regelbaren Antrieb von Spinnmaschinen. Betriebsergebnisse.

Unfallverhütung.

Eine neue Sicherheitskupplung. (Gießerei-Z. 1. Juli 07 S. 395/99*) Längs der getriebenen Transmissionswelle ist eine Leine gezogen, die durch einen etwa mitgerissenen Körper gespannt wird und durch eine Klinke ein lose auf der getriebenen Welle sitzendes Sperrad festhält. Durch Gleiten über den Rücken der Sperradzähne werden sodann die beiden Klauen der Kupplung außer Eingriff gebracht. Um die getriebene Welle schnell zum Stehen zu bringen, wird gleichzeitig eine Federbremse ausgelöst.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Producer gas for power. Von Charter. (Iron Age 27. Juni 07 S. 1966/88*) Sauggaserzeuger und Sauggasmaschinen von Fairbanks, Morse & Co. in Chicago.

Wasserkraftanlagen.

The Taylor's Falls, Minn., water-power development. (Eng. Rec. 29. Juni 07 S. 752/54*) Die Anlage nutzt ein Gefälle von 17 m in 4 Victor-Doppelturbinen von je 4200 PS aus; in den unmittelbar gekuppelten Dynamos wird Drehstrom von 2200 V und 60 Per./sk erzeugt.

Wasserversorgung.

A slow-sand filtration plant and other water works improvements at Denver, Colorado. (Eng. Rec. 22. Juni 07 S. 740/42*) Die Anlage hat drei Filterbecken von je 100 a und drei von je 33 a Oberfläche. Bau- und Betriebsangaben.

Werkstätten und Fabriken.

Lantern slides for shop instruction. Von Francis. (Am. Mach. 6. Juli 07 S. 868/70*) Betrachtungen über die Erziehung japanischer Arbeiter in einer Maschinenfabrik mit Schlußfolgerungen für Betriebe im allgemeinen.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. (Dingler 6. Juli 07 S. 421/24*) Lagerung und Abbau des Tones. Aufbereitung. Forts. folgt.

Der Ingenieur als Persönlichkeit.

Rede zum Antritt des Rektorates der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin,
gehalten in der Aula am 1. Juli 1907 von **O. Kammerer.**

Für die technische Hochschule wie für alle Gemeinwesen bedeutet Verwalten nichts andres als Sorge tragen, daß der Organismus nicht veraltet. Alt werden aber will bei Einzelwesen wie bei Körperschaften so viel sagen, als die Anpassungsfähigkeit an die Umwelt und an die Lebensbedingungen verlieren. Noch weit mehr als für andre Einrichtungen gilt das für die technische Hochschule, denn ihre Umwelt — das praktische Leben — unterliegt einem rastlosen Wechsel. Die Verwaltung der Hochschule muß darum dieses unaufhörliche Werden und Vergehen von Lebensbedingungen aufmerksam beobachten, und sie muß diesen rechtzeitig den Unterricht und seine Mittel anpassen.

Neue Anpassungsbedingungen entstehen überall dort, wo Gegensätze nach einem Ausgleich suchen.

Gegenwirkungen wirtschaftlicher Art bekämpfen sich gegenwärtig in der deutschen Industrie. Auf der einen Seite steht das Bestreben, den Großbetrieb auf ganzer Linie einzuführen; notwendige Voraussetzung hierfür ist die Ausgestaltung von Einheitsformen, die längere Zeit hindurch beibehalten werden. Das könnte weitgehend nur dann geschehen, wenn die deutsche Industrie ebenso wie die amerikanische und die englische ihre Rohstoffe aus dem eigenen Land oder seinen Kolonien ziehen und ebendahin ihre Arbeitserzeugnisse senden könnte. Im Wettbewerb mit diesen Ländern hat Deutschland kein andres Hülfsmittel als die nachdenkliche Regsamkeit, die Boden und Rasse seinen Bewohnern gegeben haben. Nur die Neigung des deutschen Ingenieurs, alle Erscheinungen mit unablässiger Sorgfalt bis in ihre letzten Ursachen zu erforschen, und seine anspruchslose Arbeit im Dienst der großen Werke haben der deutschen Technik ihre auf vielen Gebieten führende Stellung errungen. Zu langes Beharren auf bewährten Einheitsformen möchte daher nur allzuleicht die deutsche Industrie ihrer besten Waffen berauben.

Der Ausgleich zwischen diesen einander widersprechenden Forderungen einheitlicher Herstellung und fortschreitender Gestaltung wird nicht durch irgend eine noch so gut ersonnene Organisation und nicht durch Techniker getroffen werden können, die ihre Arbeit nach Schablone und Regel fertig stellen; er verlangt vielmehr Ingenieure, die eigenes umfassendes Urteil besitzen und eigene Lösungen finden, kurz Ingenieure, die Persönlichkeiten sind.

Ein Gegensatz andrer Art macht sich auf wasserwirtschaftlichem Gebiet geltend. Hier steht auf der einen Seite die Forderung, Talsperren und Wasserkraftanlagen zu bauen, um der Hochwassergefahr wirksam zu begegnen und um die Naturkraft in den Dienst der Volkswirtschaft zu stellen. Auf der andern Seite wird das berechtigte Verlangen gestellt, das Landschaftsbild nicht zu verunstalten, die Heimat vor Verödung zu schützen. Technische Anlagen und Nutzbauten überhaupt sind in der Tat vielfach in so formloser Art ausgeführt worden, daß das Häßliche mit dem Nützlichen untrennbar verknüpft erscheint. Diese Folgerung ist aber ein Trugschluß. Höchste Zweckmäßigkeit eines Nutzbaues ist mit guter Formgebung durchaus vereinbar. Der Bau moderner Stahlbrücken in Deutschland hat den überzeugenden Nachweis hierfür längst geliefert. Der Einklang der Zweckmäßigkeit mit künstlerischer Erscheinung läßt sich aber nur von Ingenieuren schaffen, die so viel Persönlichkeit besitzen, daß sie abweichend von der Straße der Gewohnheit einen eigenen Weg zu finden wissen

Der Wert der Persönlichkeit für die technische Arbeit ist im Ausland nie verkannt worden. Die Engländer und Amerikaner vertrauen die Entwürfe größerer Anlagen lieber erprobten Persönlichkeiten als namenlosen Gesellschaften an und zollen dem verdienstvollen Ingenieur auch den schuldigen Dank. Bei uns herrscht noch immer das Bestreben, den geistigen Urheber hinter der Unternehmung verschwinden zu lassen; selbst unser Patentgesetz begnügt sich mit Firmen an Stelle von Personen.

Persönlichkeit ist zunächst ein Ergebnis von Eigenart und Willenskraft und als solches ein Geschenk der Natur. Umgebung und Ausbildung können aber vorhandene Keime verkümmern lassen oder zur Entfaltung bringen. Und daraus erwächst uns die Frage: Was kann die Hochschule tun, um Ingenieure zu erziehen, die nicht Routiniers und Spezialisten, sondern Persönlichkeiten sind?

Die Antwort ist einfach, die Ausführung schwierig. Denn die Persönlichkeit ist bedingt durch eigenes Denken und eigenes Gestalten, und gerade das ist am schwersten zu lehren. Darum haben Vorlesungen für unsern Unterrichtsbetrieb einen minder hohen Wert, darum pflegen wir vor allem den Unterricht im Laboratorium und im Konstruktionssaal. Den Ausgangspunkt des technischen Unterrichtes muß immer der Versuch, das heißt die eigene Beobachtung bilden; auf den Versuch erst kann sich eine überzeugende Theorie stützen; die Vollendung des Ganzen aber muß immer die gestaltende Tätigkeit, das eigene konstruktive Arbeiten bilden. Denn der ausübende Ingenieur muß weit mehr ein Könnender als ein Wissender sein, muß enger mit dem Künstler als mit dem Gelehrten verwandt sein.

Ein Unterricht, der technische Persönlichkeiten ausbilden will, muß ganz und gar dem Einzelnen angepaßt sein, muß noch mehr als jede andre Erziehung individualisieren. Daher läßt unsre Prüfungsordnung schon jetzt jedem weitestgehende Freiheit des Arbeitsfeldes und wird in Zukunft der Veranlagung des Einzelnen noch mehr gerecht werden können. Wir bekämpfen alle Mechanisierung des Unterrichtes nicht aus Gerechtigkeitsgefühl oder aus Schulherrschaft, sondern weil sie notwendig zur Verkümmerung der Persönlichkeit führt. Ein Unterricht, der in den Vorlesungen Sonderforschungen ohne klaren Ueberblick über das Gesamtfeld bringt und bei dem der Einpauker das Beste tun muß, trägt die Zeichen der Entartung an sich.

Spezialistentum wird man nicht dadurch bekämpfen, daß man den Lehrplan mit einer Vielzahl von Lehrfächern vollstopft, denn das Gesamtgebiet des Ingenieurwesens ist längst unübersehbar geworden. Lieber eine gründliche Arbeit in einigen wenigen Lehrfächern, aber mit Erkenntnis des Zusammenhanges mit dem praktischen Leben und mit der Gewöhnung an eigenes Beobachten und selbständiges Ueberlegen und Gestalten, frei von Formel und Regel. Nicht der Studienplan und die Wahl der Lehrfächer, sondern der Lehrer und seine Hülfskräfte sind entscheidend für den Erfolg. Darum sehen wir Vermehrung und Hebung der Hülfskräfte als eine Notwendigkeit der nächsten Zeit an.

Auch die Teilnahme des Studierenden an experimentellen Forschungen des Lehrers gibt diesem Gelegenheit, persönliche Eigenart zu erkennen und zu wecken. Besondern Dank pflichten wir daher der Unterrichtsverwaltung, die in weitschauender Erkenntnis des Wertes forschender Tätigkeit besondere Mittel dazu bereit gestellt hat. Wir betrachten es als unsre Pflicht, hier weiterzuarbeiten und alles zu tun, was das eigene Beobachten und Erkennen unsrer Studierenden zu fördern und ihre Persönlichkeiten auszubilden vermag.

Auch dort, wo nur zum geringsten Teil das Entwerfen und Bauen, sondern zumeist das reine Verwalten die Aufgabe eines Mannes bildet, haben Persönlichkeiten mit technischer Ausbildung unbestrittene Erfolge errungen: in der Verwaltung städtischer Gas- und Wasserwerke, gesundheitstechnischer und Verkehrsanlagen. Wenn vielfach die Meinung verbreitet ist, daß solche Anlagen nur in Händen von Privatgesellschaften wirtschaftlich günstig arbeiten können, so ist das immer darauf zurückzuführen, daß solche Gesellschaften den Wert hervorragender Persönlichkeiten zu würdigen wissen und ihnen einen höheren Gegenwert für ihre Tätigkeit zubilligen, als es manche Stadtverwaltung tut, die in kleinlichen Standesvorurteilen befangen ist.

Was von der Verwaltung technischer Betriebe im besondern gilt, trifft für alle Verwaltung überhaupt zu. Wo diese nicht von Persönlichkeiten ausgeübt wird, sondern von Gewohnheitsarbeitern, die ihre Entscheidungen auf »Präzedenzfälle« und auf die Aeußerungen von Vorgesetzten statt auf eigenes Denken und eigene Verantwortung stützen, da muß notwendigerweise das Uebel sich einnisten, das unter dem Namen Bureaukratismus nur allzu bekannt geworden ist.

In Erkenntnis des Wertes der Persönlichkeit haben sich die Gemeindeverwaltungen nur selten durch Gesetze das Recht verschränkt, ihre Verwaltungsbeamten frei zu wählen ohne Rücksicht auf Hochschule und Bildungsgang. Dem Staat hingegen ist diese Freiheit durch Gesetz versperrt: er bringt der formalen Ausbildung und dem Herkommen das Opfer der freien Wahl der Person. Nur für ein einziges Verwaltungsgebiet — das der Kolonien — hat auch der Staat sich das Recht gewahrt, dem Verwaltungskörper frisches Blut aus allen Ständen zuzuführen, wohl wissend, daß in den Kolonien mehr als sonstwo die Persönlichkeit entscheidend für den Erfolg ist.

Die Ausbildung von Persönlichkeiten, die für eine wirklich selbständige Verwaltung von Staat und Kommune geeignet sind, wird um so schwerer gelingen, je weltfremder der Unterrichtstoff ist, je weniger die Unterrichtsmethode auf die Eigenart des Studierenden eingeht und je mehr das rein formale Denken an die Stelle des wirtschaftlichen Ueberlegens tritt. Denn wirtschaftliche Stärke bedeutet heute mehr als je politische Macht.

Ein Hochschulunterricht aber, dessen Grundlage in allem das praktische Leben bildet, der den Studierenden zu selbständiger Arbeit und zu eigenem Gestalten anregt, der wirtschaftliches Denken lehrt und zur Verantwortung erzieht — ein solcher Unterricht wird auch der rechte sein, um Persönlichkeiten für die Verwaltung auszubilden. Wir halten die Ausbildung des Verwaltungs-Ingenieurs für die grundsätzlich richtige, weil sie die Wissenschaften pflegt, die den Zusammenhang der Arbeit mit der Gemeinwirtschaft und dem öffentlichen Leben behandeln, die also »Staatswissenschaften« im eigentlichen und besten Sinne sind, und vor allem, weil sie Persönlichkeiten erziehen kann, die über »Tradition« und »Disziplin« hinaus die Verantwortung für eigenes Urteil und eigene Tat zu tragen bereit sind. Die Erkenntnis, daß eine technisch-wirtschaftliche Ausbildung, wie sie die technische Hochschule pflegt, in diesem Sinn wirken kann, ist bei uns zu Lande vorerst freilich in die Allgemeinheit noch nicht eingedrungen. Um so mehr aber ist in Frankreich und England der Wert von technisch gebildeten Persönlichkeiten für die Staatsverwaltung erkannt und genutzt worden.

Noch gelten die Ingenieure in den Augen der meisten als Menschen, deren Gesichtskreis da endet, wo das Fach abschließt, und es muß zugestanden werden, daß bei nur allzuvielen das Urteil trifft. Aber es hat zu allen Zeiten Persönlichkeiten gegeben, die weit über die Grenzen ihres Faches hinaus geschaut und gearbeitet haben. Nur zwei Namen möchte ich nennen: Max Maria von Weber und Max Eyth. Beide Meister ihres Faches, kühl erwägend und doch phantasievoll, Realpolitiker und Idealisten zugleich. Mögen sie Ihnen, Kommilitonen, als Leitsterne leuchten, nicht weil sie äußere Erfolge errungen haben, sondern weil sie ihren Beruf mit dem Glanz der Persönlichkeit erfüllt haben. Der Erinnerung Webers hat Wildenbruch die Worte gewidmet:

»Die Generation, aus deren Seele heraus Max Maria von Weber den Anbruch der technisch-wirtschaftlichen Neuzeit begrüßte, stand 1848, als die politische Neugeburt eintrat, in ihrem Jünglingsalter, 1866 und 1870 waren Männer daraus geworden. Diese Männer haben Deutschland gemacht, am Feuer ihrer Seelen hat Bismarck das Reich geschmiedet. In ihren Seelen war der Glaube daran, daß es ewige Güter gibt, um deren Erwerb der Mensch kämpfen muß; sie haben gekämpft, haben errungen — — diese Männer waren Idealisten.«

Rundschau.

Fig. 1 und 2 zeigen eine neue **Kraftmaschinenkupplung** der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G.[1]).

Auf der Welle der Zusatzmaschine sitzt das Gehäuse b, auf der Welle der Hauptmaschine die Bremsscheibe a, um die ein zweiteiliges Bremsband mit Rotgußfutter gelegt ist. Um einen sehr großen Bogen umspannen zu können und um kleine Hebelwege zu erzielen, sind die Bandenden beiderseits nicht an gemeinschaftlichen Hebeln befestigt, sondern an je zwei Winkelhebeln, deren längere freie Arme miteinander gekuppelt sind. Zu diesem Zweck ist der eine Arm mit einem Schlitz versehen, in dem ein Zapfen gleitet, der im andern Arme festsitzt. Die freien Arme der Winkelhebel stehen im Verhältnis $1 : e^{f\alpha}$, so daß, ähnlich wie bei Differenzialbremsen, bei einer Bewegung der Scheibe in der Pfeilrichtung das Band selbsttätig festgespannt wird.

Fig. 1 und 2.

Gegengewichte dienen zum Ausgleichen der Fliehkräfte, Federn f, die mit Hülfe einer Ausrückmuffe entspannt werden können, ziehen das Bremsband ganz leicht an. Die beiden einander gegenüberliegenden Hebelsysteme sind durch doppelte Kniehebel und zwei parallele Zugstangen miteinander verbunden, so daß sie sich in genau gleicher Weise bewegen.

Ist die Kupplung eingerückt, sind also die Federn f gespannt und die Bremsbänder leicht angezogen, und eilt die Hauptmaschine der Zusatzmaschine vor, so wird das langsamer laufende Bremsband auf der rascher laufenden Bremsscheibe gleiten. Verringert sich die Geschwindigkeit der Hauptmaschine, so wird zuerst die Geschwindigkeit zwischen Scheibe und Band = 0, dann beginnt das kräftige Anspannen des Bremszaumes infolge der Differenzialwirkung.

Die Zusatzmaschine wird also völlig stoßfrei mit der Welle der Hauptmaschine gekuppelt, während bei der Uhlhornschen Klinkenkupplung, die freilich weit einfacher und billiger ist, der Hülfsmotor nicht im Zustande der relativen Ruhe, sondern bei einer Geschwindigkeit zugeschaltet wird, die im ungünstigsten Falle dem Unterschied entspricht, der im Verlauf einer Viertelumdrehung zwischen der Geschwindigkeit der Haupt- und der Zusatzmaschine entstehen kann.

Die Kraftmaschinenkupplung der B. A. M. A. G. wird daher dann den Vorzug verdienen, wenn größere Kraftschwankungen zu erwarten sind, die Motoren eine geringere Gleichförmigkeit besitzen und Stöße vermieden werden sollen.

Die beschriebene Kupplung läßt sich wesentlich vereinfachen, wenn man auf das Lüften des Bremsbandes im Betrieb verzichtet, also Haupt- und Hülfsmaschine gleichzeitig anund abstellt. Volk.

Der Jahresbericht der preußischen Regierungs- und Gewerberäte für 1906 führt lebhafte Klagen über die Gleichgültigkeit, mit der die **Arbeiter** häufig den **Vorschriften über Unfallverhütung** gegenüberstehen. Nur in einzelnen Bezirken ist es gelungen, einen Erfolg in dieser Beziehung zu erzielen. An manchen Stellen haben die Arbeitgeber dafür gesorgt, daß die Verhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaften in regelmäßigen Zwischenräumen bekannt gegeben werden, anderswo hat man den Arbeiterausschüssen die Ueberwachung der Innehaltung der Schutzvorschriften übertragen und dadurch günstige Ergebnisse erzielt; ferner haben sich Preise, die sowohl von einzelnen Arbeitgebern als auch von den Berufsgenossenschaften ausgesetzt wurden, bewährt. Alle diese Versuche sind jedoch verhältnismäßig vereinzelt. Die hohe Zahl der selbstverschuldeten Unfälle macht ein planmäßiges einheitliches Vorgehen durchaus notwendig. Zunächst müßte eine regelmäßige Aufklärung und Belehrung über die Notwendigkeit und richtige Anwendung der Verhütungsvorschriften seitens der Gewerbeaufsichtsbeamten durchgeführt werden. Diese Belehrung könnte am besten in Form von Vorträgen bei Gelegenheit der Besichtigungen oder bei den Veranstaltungen der Arbeitervereine stattfinden; auch die Form von Volksvorlesungen (wie in Frankfurt a. M.) würde sich dafür eignen; man müßte sich jedoch zu diesem Zweck der Mithülfe der Arbeiterorganisationen versichern, die überhaupt mehr als bisher auf diesem Gebiete leisten müßten. Bei grober Fahrlässigkeit, Neckereien und dergl. wäre die Ausübung des Strafrechts seitens der Berufsgenossenschaft durchaus angebracht, auf der andern Seite aber auch Belohnung für entschlossenes Handeln im Fall einer Gefahr. Die Mitwirkung der Arbeiter bei der Unfallverhütung ist ein Feld, auf welchem noch vieles zu leisten übrig bleibt, auf dem sich

[1]) Die erste Kupplung dieser Art dient zur Verbindung eines 150 pferdigen Gasmotors mit einer ebenso starken Lokomobile.

jedoch anderseits Erfolge, wie an einzelnen Beispielen bewiesen ist, nicht allzuschwer erreichen lassen. (Rheinisch-Westfälische Zeitung)

Der **Vogelzungenschnitt**, Fig. 1, der vielfach als Schluß **bei Kolbenringen** angewendet wird, ist in guter Ausführung nicht so leicht herzustellen. Man bohrte bislang, der Kurve entsprechend, eine Anzahl Löcher, Fig. 2, und sprengte die stehengebliebenen Stücke mit einem scharfen Meißel ab. Allein diese Arbeit ist sehr kostspielig, da das Bohren der Ringe und das Nachfeilen der abgesprengten Flächen viel Zeit in Anspruch nimmt.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Bohrspindel

Bohrtisch

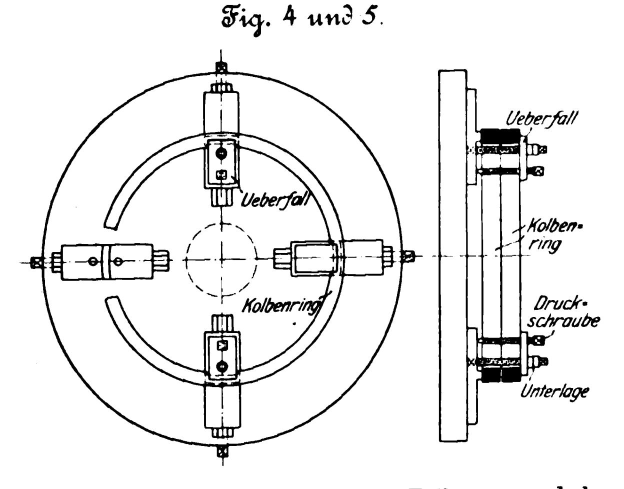
Neuerdings hat sich ein einfacheres Verfahren in die Praxis eingeführt. Die Kolbenringe werden zunächst von einem gußeisernen Zylinder in der erforderlichen Breite abgestochen. Bei Zylinderweiten bis 500 mm muß der Durchmesser 8 mm, bei solchen über 500 mm etwa 9 bis 10 mm größer als der des fertigen Ringes sein; die Wandstärke des Ringes ist ebenfalls 8 bis 10 mm größer zu wählen. Sodann wird der Ring auf den Tisch einer gewöhnlichen Bohrmaschine von beiden Seiten eingefräst, Fig. 3.

Das herausfallende Stück ist bei einem

Ringe von	285 mm Dmr.	20 mm lang
» »	285 bis 370 »	» 30 »
» »	370 » 470 »	» 35 »
» »	über 470 »	» 45 »

Es sind also Fräser von 20, 30, 35 und 45 mm Dmr. zu verwenden. Nunmehr wird der Ring an der Stelle b, Fig. 3,

Fig. 4 und 5.



auseinander geschnitten und mit der Feile passend hergerichtet. Zwei zu einem Kolben gehörige Ringe werden dann durch eine um ihren Umfang gelegte Schelle zusammengespannt, so daß die Enden fest voreinander liegen, und auf der besonders dazu eingerichteten Planscheibe einer Drehbank mit Hülfe der Ueberfälle, Fig. 4 und 5, befestigt. Nachdem die Schelle entfernt worden ist, werden sie zunächst außen und später, nach Umsetzung der Ueberfälle, innen abgedreht. Hartmann, Eisenbahn-Betriebsingenieur.

Anfangs dieses Monats wurden mit einer von I. A. Maffei in München gebauten 2/5-gekuppelten vierzylindrigen **Verbund-Schnellzuglokomotive** auf der Strecke München-Augsburg **Schnellfahrten** mit sehr gutem Ergebnis unternommen. Die Lokomotive zog hierbei einen 150 t schweren Zug mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 130 km/st. Eine längere Zeit hindurch wurde sogar eine Geschwindigkeit von 154,5 km/st eingehalten, was etwa 4,5 km/st mehr ist, als die Baufirma gewährleistet hatte. Der Gang der Maschine ist dabei besonders ruhig und die Dampferzeugung trotz der hohen 2000 PS betragenden Leistung so reichlich, daß man die Fahrt mit gleicher Geschwindigkeit noch längere Zeit hätte fortsetzen können. Die Gleise und der Bahnoberbau, die nach den Schnellfahrten sofort untersucht wurden, haben sich der höheren Beanspruchung vollständig gewachsen gezeigt.

Abmessungen der Lokomotive:

Dmr. der H.-D.-Zylinder	410 mm
» » N.-D.- »	610 »
Kolbenhub	640 »
Dmr. der Treibräder	2200 »
Dmr. der Laufräder der Drehgestelle	1006 »
Heizfläche des Kessels	252,5 qm
Rostfläche	4,7 »
Dampfdruck	14 at
Betriebsgewicht	81,5 t
» mit Tender	133,7 »

(Zeitschrift des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 10. Juli 1907)

Etwas spät erhält auch **St. Petersburg eine elektrische Straßenbahn**. Das Bahnnetz wird nach vollem Ausbau 210 km Gleis von 1524 mm Spurweite umfassen, wovon vorläufig jedoch nur 45 km in doppelgleisigen Strecken für den elektrischen Betrieb mit Oberleitung eingerichtet werden. Den Strombedarf deckt ein unweit der Newa am Obwodny-Kanal gelegenes Hauptkraftwerk mit sechs Doppelkesseln von zusammen 3600 qm Heizfläche und drei 2200 KW-Westinghouse-Turbodynamos von 1500 Uml./min, die Drehstrom von 6600 V Spannung und 25 Per./sk durch ein Kabelnetz an 5 Umformerwerke liefern. Die Umformerwerke enthalten je 2 bis 3 Einanker-Umformer von 500 bis 750 KW, die das Fahrdrahtnetz mit 600 V Gleichstrom speisen. Die zweiachsigen Motorwagen sind mit je zwei 35- bis 40 pferdigen Motoren, Druckluft- und elektrischen Bremsen und Stromabnehmerbügeln ausgerüstet. Sie enthalten zwei Klassen mit zusammen 20 Sitz- und 16 Stehplätzen. Die gesamten Bauten und Arbeiten sind der Westinghouse-Gesellschaft übertragen und sollen für den ersten Ausbau in 1½ Jahren vollendet sein. (Elektrotechnische Zeitschrift 11. Juli 1907)

In der letzten Versammlung der Institution of Civil Engineers machte Professor H. Biles einige Mitteilungen über den **Betrieb der Personendampfer der Midland Railway Company**, die zwischen England und Irland laufen. Die Schiffe, von denen zwei mit Kolbenmaschinen und zwei mit Dampfturbinen ausgerüstet sind, haben gleiche Abmessungen und Formen, so daß man die Betriebsergebnisse miteinander vergleichen kann. Nach längerem Betrieb hat sich ergeben, daß in ruhigem Wasser die Turbinenschiffe etwa 15 vH weniger Kohlen als die Kolbenmaschinenschiffe brauchen. Bedeutend ungünstiger wird hingegen die Sache bei schlechtem Wetter. Dies ist hauptsächlich den kleinen Schrauben zuzuschreiben, welche bei hohem Seegang ungenügenden Wirkungsgrad haben. Professor Biles ist der Ansicht, daß man, um ein in jeder Hinsicht vollwertiges Schiff zu haben, die Durchmesser der Schrauben von Turbinendampfern etwas größer machen und hierfür lieber eine verringerte Geschwindigkeit bei den Probefahrten in den Kauf nehmen sollte.

Der Weiterbau der **Südbahn**[1]) **in Südwestafrika** nach Keetmanshoop hat gute Fortschritte gemacht. Die Wasserstelle Kuibib, die vom Bahnhof Kubub rd. 60 km entfernt und für das Militär als die ergiebigste Wasserstelle der Gegend besonders wertvoll ist, wird in der zweiten Hälfte dieses Monats mit dem Gleis erreicht. Man erwartet, daß die Strecke bis Feldschuhhorn, 285 km von Lüderitzbucht, in der vertraglich ausbedungenen Zeit bis zum Februar 1908 soweit hergestellt sein wird, daß sie den notwendigsten Verkehr insbesondere für die Schutztruppe aufnehmen kann. Die neue Strecke zwischen Kubub und Keetmanshoop überschreitet viele Flußläufe, von denen der Fischfluß der größte ist. Für die Brücke über diesen Fluß sind zwei Oeffnungen von je 50 m und eine von 40 m Spannweite in Aussicht genommen. Die ersten Brücken werden noch im Laufe des Juli nach Afrika verfrachtet.

In Neu Süd-Wales, Australien, wird eine bedeutende Talsperre geplant, die ein **Staubecken** von 52 qkm Wasserfläche im Tal **des Murrumbidgee River** und zweier Nebenflüsse bilden soll. Der Staudamm — Barren Jack genannt — liegt etwa 320 km von der Quelle des Flusses entfernt und

[1]) Z 1907 S. 828.



43,5 km südlich von der Stadt Bowning an einer Stelle, wo der Fluß durch eine verhältnismäßig schmale und tiefe Schlucht fließt. Infolge dieser günstigen Lage wird der Damm an der Krone nur 275 m lang. Das Staubecken wird bei rd. 60 m größter Tiefe ungefähr 930 Millionen cbm fassen. (Engineering 5. Juli 1907)

Der **Betrieb auf der Jungfraubahn**[1]) wird in diesem Jahre bereits bis zu der 3161 m ü. M. gelegenen Station Eismeer durchgeführt, die kürzlich eröffnet worden ist. Demnächst wird die 4 km lange Strecke Eismeer-Jungfraujoch in Angriff genommen werden, die nur 235 m Höhenunterschied zu überwinden hat. Diese Teilstrecke soll deshalb als Adhäsionsbahn mit 65 vT stärkster Steigung ausgeführt werden. (Schweizerische Bauzeitung 6. Juli 1907)

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1713 und 1809.

Berichtigung.

In dem Aufsatz von Karl H. Merk über die Tandem-Ventildampfmaschine, Bauart Lentz, — Z. 1907 S. 146 — sind die angegebenen Einzelleistungen wie folgt zu berichtigen:

Hochdruck vorn $N_i = \frac{1029 \cdot 3{,}03}{2 \cdot 75} \cdot 2{,}718 = 56{,}5$ PS

» hinten $N_i = \frac{1029 \cdot 3{,}03}{2 \cdot 75} \cdot 2{,}387 = 49{,}6$ »

Niederdruck vorn $N_i = \frac{2882 \cdot 3{,}03}{2 \cdot 75} \cdot 1{,}153 = 67{,}1$ »

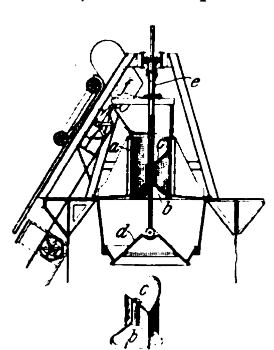
» hinten $N_i = \frac{2932 \cdot 3{,}03}{2 \cdot 75} \cdot 1{,}213 = 71{,}8$ »

zusammen 245,0 PS.

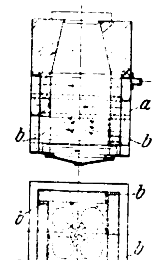
Die Gesamtleistung bleibt also unverändert bestehen, mithin auch der Dampfverbrauch für 1 PSi-st.

Patentbericht.

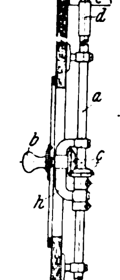
Kl. 18. Nr. 185104. Hochofen-Gichtverschluß mit Verteiler. D. Baker, Philadelphia. Der Füllrumpf *a* wird unten durch eine Glocke *b* abgeschlossen, die durch eine schräge Leitfläche *c* das Gichtgut stets nur in die eine Hälfte des Rumpfes *a* leitet, so daß es beim Senken der Glocke *b* stets nur an der einen Seite auf die untere Glocke *d* oder aber unmittelbar in den Ofen herunter fällt. Durch selbsttätiges, absetzendes Drehen der Verteilerglocke *b*, das nur beim Wiederhochgehen der letzteren unter Vermittlung von schraubenförmigen Rippen *e* und eines Schaltrades *f* erfolgt, wird die Beschickung gleichmäßig auf der unteren Glocke *d* oder in dem Ofen verteilt, indem die Größe der Drehung so bemessen ist, daß der eine Einsatz neben dem andern zu liegen kommt. Ist die Glocke *d* vollständig gefüllt, so wird sie gesenkt und gibt ihren Inhalt an den Ofen ab.



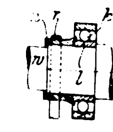
Kl. 31. Nr. 185106. Tiegelschmelzofen. Rob. Lindemann, Osnabrück. Der Gebläsewind, der in dem hohlen Mantel *a* vorgewärmt wird, tritt außer durch den Rost noch durch schmale in den vier Ofenecken vorgesehene Schlitze *b* in den Ofenraum ein. Die Schlitze *b* reichen vom Rost nur bis zum Boden der Tiegel.



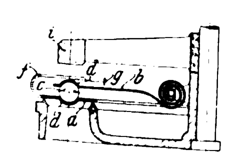
Kl. 35. Nr. 180465. Steuerung für Aufzüge. H. Finsler, Zürich (Schweiz). Um die Steuerstange *a* durch einen und denselben Griff *b* zur Stockwerkeinstellung mit einem der Knaggen *d* in die Bahn des Aufzuges *e* drehen und zum Anlassen der Winde nach oben oder unten verschieben zu können, ist *b* mit *a* einerseits durch einen an *a* befestigten Bügel *h*, anderseits durch ein Kegelräderpaar *c* verbunden, so daß Drehung und Verschiebung des Knopfes *b* auf die Stange *a* übertragen werden.



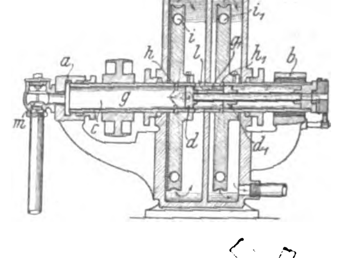
Kl. 47. Nr. 180595. Kugellager. Felten & Guilleaume-Lahmeyer-Werke, Frankfurt a. M. Der Schmierring *r* läuft auf einem neben dem inneren Kugellaufring *l* auf der Welle *w* befestigten Ring *m*, dessen Durchmesser von *r* nach *l* hin zunimmt, so daß ein Spritzrand entsteht, der das Oel unmittelbar den Kugeln *k* zuführt; *l* und *m* können aus einem Stück bestehen.



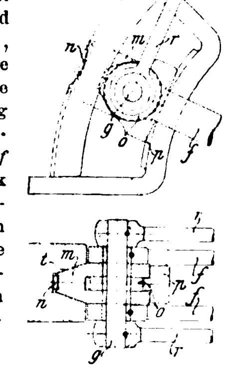
Kl. 47. Nr. 180989. Ringventil. A. Hoffmann, Köln. Zur Uebertragung der Bewegung des dünnen Ventilringes *a* auf die federnden Lenker (Belastungsfedern) *b* dienen in Vertiefungen *d* liegende Kugeln *c*. Zur Sicherung gegen das Ausspringen der Kugeln sind an *a* Zungen *f* angebracht und so gebogen, daß sie die Lenker samt den Kugeln einschließen. Zwischen *f* und *b* wird ein Zwischenraum *g* gebildet, vermöge dessen die Zungen *f* beim Antreffen an den Finger *i* federnd wirken und den Ventilschlag mildern.



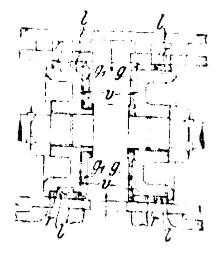
Kl. 46. Nr. 181146. Gasturbine. H. Th. Lees, Brooklyn (V. S. A.). Das bei *m* eingeführte Gasgemisch wird im Raume *g* der bei *a*, *b* gelagerten Hohlwelle *c* verbrannt, strömt durch Oeffnungen *h* in passend gekrümmte Radzellen *i*, dann durch *l* und den Wellenraum g_1 nach h_1, i_1 usw. Um den Raum *g* bequem reinigen zu können, sind die Scheidewände *d*, d_1 in *c* herausnehmbar.



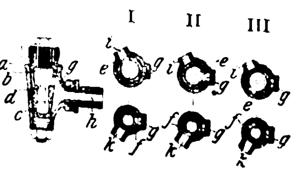
Kl. 46. Nr. 180891. Füllungssteuerung für Wärmekraftmaschinen. Maschinenfabrik und Mühlenbauanstalt G. Luther A.-G., Braunschweig. Der Drehpunkt *g* der Schwinge *f* des Steuergestänges wird vom Reglergestänge *r* zur Füllungsänderung verstellt. Zur Aufhebung des Rückdruckes auf den Regler ist das Steuergestänge so eingerichtet, daß die Schwinge *f* bei Eröffnung des Ladeventiles unter Längsdruck steht und das Gleitstück *m* durch ein selbstsperrendes Elementenpaar *m t* festklemmt. Nach Abschluß des Ventiles tritt Zug in der Schwinge *f* auf, *m* wird aus *t* nötigenfalls unter Mitwirkung einer Feder *n* herausgezogen, und ein möglichst wenig Reibung erzeugendes Elementenpaar *o* (Rolle) *p* erleichtert die Einstellung von *g* durch den Regler.



Kl. 47. Nr. 180720. Kolbenschieberdichtung. W. Schmidt, Wilhelmshöhe bei Cassel. Die mit Bohrungen *r* versehenen Liderungsringe *l* werden abwechselnd festgeklemmt, um sowohl das Abdrücken von der Umschlußwandung als auch das zu starke Andrücken zu verhindern, und wieder losgelassen, um die freie Einstellung zu ermöglichen. Dies geschieht durch federnde oder längsverschiebliche Scheiben *g*, g_1, die durch Frischdampfdruck mit ihren Rändern an die Ringe *l* gedrückt werden, während auf der andern Seite die ganze Druckfläche der die Scheiben bedeckenden Räume *v* mit den Bohrungen *r* in beständiger Verbindung steht und dadurch abwechselnd unter Auspuffdruck oder Frischdampf druck kommt.



Kl. 59. Nr. 185256. Luftein- und -auslaßvorrichtung für Pumpen. Gebr. Körting A.-G., Linden bei Hannover. Das Hahnküken *a* enthält ein Ventil *d*, welches zwischen den Räumen *b* und *c* angeordnet ist, deren jeder durch die Oeffnungen *e* bezw. *f* sowohl mit dem zur Pumpe führenden Raum *g h*, als auch mit einer der zur Außenluft führenden Oeffnungen *i* bezw. *k* verbunden werden kann. In Stellung I steht der Raum *b* durch *e* und *i* mit der Außenluft und der Raum *c* des Hahnkükens durch *f*, *g*, *h* mit der Pumpe in Verbindung; diese wird also entlüftet. In Stellung II wird Luft angesogen und in den Windkessel gedrückt, und in Stellung III sind beide Oeffnungen *i* und *k* geschlossen.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Selbsttätiger Gegenstrom- und Wasserumlauf-Erzeuger von Kunert für Flamm- und Heizrohrkessel.

Zu dem in Nr. 17 dieser Zeitschrift von Hrn. Dr.-Ing. Förster veröffentlichten Artikel über den selbsttätigen Gegenstrom- und Wasserumlauf-Erzeuger von Kunert gestatte ich mir folgende Bemerkungen:

Die Schlußfolgerungen, welche Hr. Förster zieht, entbehren einer ausreichenden Begründung, weil sie sich auf Ergebnisse von Verdampfungsversuchen stützen, die schon deshalb nicht ganz einwandfrei sind, weil immer nur ein Versuch ohne Umlaufvorrichtung vorliegt und außerdem die für Vergleichsversuche notwendige Gleichheit der Versuchsbedingungen in den meisten Fällen nicht gewahrt ist.

Aber abgesehen hiervon gibt die nachstehende Aufstellung einer wirklichen Wärmebilanz (Hr. Förster bezeichnet zwar den letzten Absatz der Zahlentafel mit »Wärmebilanz«, gibt aber nur den Nutzeffekt an) Anlaß, an den errechneten Nutzeffekten Zweifel zu hegen.

Nummer des Versuches	1	2	5	6	11	13	18	19
nutzbar gemacht zur Dampfbildung . vH	61,47	66,43	59,4	67,8	63,88	65,07	78,9	81,9
verloren:								
durch Verbrennliches in den Herdrückständen . . . . »	2,12	2,37	1,8	1,8	8,53	6,5	1,6	1,2
durch die Wärme in den abziehenden Heizgasen . . . »	16,5	19,0	16,8	18,9	18,1	32,3	7,9	9,6
durch Strahlung, Leitung usw. . . . »	19,91	12,20	22,0	11,5	9,49	-3,87	11,6	7,3
	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Aus dieser Bilanz geht hervor, daß der Verlust durch Strahlung, Leitung usw. infolge der Anwendung des Umlaufapparates ganz erheblich geringer, bei dem Versuch 13 sogar negativ geworden ist. Der Versuch 13 ist daher ohne weiteres zu verwerfen. Eine nennenswerte Verringerung des sogen. Restverlustes, auch wenn die etwaigen Rechenfehler in demselben enthalten sind, ist aber infolge Anwendung der Umlaufvorrichtung unmöglich und besonders dann ausgeschlossen, wenn die Temperatur der Heizgase am Kesselende höher ist als ohne Umlaufvorrichtung.

Bei Aufstellung obiger Wärmebilanz ist zur Berechnung des Verlustes durch die Heizgase das in Z. 1900 S. 669 veröffentlichte Verfahren des Professors Bunte (»Zur Beurteilung der Leistung von Dampfkesseln vom chemischen Standpunkt aus«) angewandt worden. Bei Versuch 13 ist der Prozentsatz des Verbrennlichen in gleicher Höhe wie bei Versuch 11, bei 5, 6, 18 und 19 zu 30 vH in Rechnung gestellt, ein Wert, dessen Größe von geringfügiger Bedeutung bei etwaigem Fehlgreifen ist.

Ueberhaupt kommt es bei der Aufstellung dieser Bilanz nicht auf Bruchteile von Prozenten in den einzelnen Werten an, sondern vielmehr darauf, durch Zahlenwerte klarzustellen, daß ein Dampfkessel einen geringeren Nutzeffekt haben muß, wenn der Kohlensäuregehalt niedriger, die Temperatur der Abgase aber höher ist als bei dem Vergleichsversuch, vor allem dann, wenn, wie aus den Versuchen hervorgeht, mit ausreichendem Luftüberschuß gearbeitet worden ist.

Der Nutzeffekt eines Kessels könnte sich durch die Anwendung der Umlaufvorrichtung nur dadurch erhöhen, daß von den Heizgasen ein größerer Teil der erzeugten Wärme an den Kesselinhalt abgegeben wird als ohne die Vorrichtung. Dann aber müßte die Temperatur der Heizgase am Kesselende niedriger sein, wenn die Umlaufvorrichtung angewandt wird. Bei den angegebenen Versuchen ist aber zumeist das Gegenteil der Fall. Dazu kommt noch, daß fast durchweg bei den Versuchen mit Umlaufvorrichtung der Kohlensäuregehalt der Heizgase niedriger ist als ohne Vorrichtung.

Die von Hrn. Förster gezogenen günstigen Schlußfolgerungen lassen sich also, wenigstens auf Grund der veröffentlichten Versuchsergebnisse, nicht aufrecht erhalten.

Königsberg, den 28. Mai 1907. Rolin.

Den Einwänden des Hrn. Rolin möchte ich vor allem in zwei Punkten entgegentreten:

1) Daß bei vielen Versuchsreihen nur ein einzelner Versuch »ohne« oder »mit« Apparat vorhanden ist, halte ich deshalb für unbedenklich, weil die Uebereinstimmung der Gesamtergebnisse überall — bis auf Versuch 10 — vollständig befriedigend ist, um so mehr, als die Versuchsleiter immer wieder andre sind.

2) Dem Einwand, daß die »Wärmebilanz« unvollständig aufgestellt worden sei und daß die Buntesche Formel bei einigen Versuchen andre Ergebnisse liefert, möchte ich entgegenhalten, daß es hier vor allem auf die Feststellung des tatsächlichen Kohlenverbrauchs ankam. Die leicht vorzunehmende Ergänzung, wie sie Hr. Rolin bei einigen Versuchen durchgeführt hat, ist als unwesentlich unterblieben, weil sie bei allen Versuchen wegen des Fehlens einiger Beobachtungen nicht gleichmäßig hätte durchgeführt werden können. Die einzelnen gegen die Buntesche Formel sich ergebenden Abweichungen würden meines Erachtens eher ein Anlaß sein müssen, zunächst einmal sämtliche möglichen Fehlerquellen und Einflußfaktoren festzustellen, aufzusuchen und nachzuprüfen, als summarisch den Nutzen eines Apparates anzugreifen, der durch die bei den genannten Versuchsleitern doch wohl als einwandfrei zu betrachtenden und Fehlern nicht leicht unterworfenen Kohlen- und Wassermessungen nachgewiesen ist.

Gleiwitz, den 17. Juni 1907. Dr.-Ing. Förster.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **zweiundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

R. Biel: Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren. Versuchsergebnisse und Betrachtungen.

Der Preis jedes Heftes ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Gemäß dem Beschluß unserer 46. Hauptversammlung haben wir in dem Erdgeschoß unseres Hauses in Berlin, Charlottenstraße 43, für unsere Mitglieder

Räume zu Sitzungen und Zusammenkünften, eine Bibliothek, Lesezimmer usw.

eingerichtet; auch befreundeten Vereinen und Industriellen stellen wir diese Räume zu Ausschußsitzungen und geschäftlichen Beratungen gern zur Verfügung. Im Lesezimmer liegen zahlreiche technische Zeitschriften des In- und Auslandes aus; für Schreibgelegenheit, Fernsprecher usw. ist gesorgt.

Diese Räume sind werktäglich von 9 Uhr morgens bis 10 Uhr abends geöffnet. Unsere Mitglieder werden gebeten, ihre Mitgliedskarte bei sich zu führen, um sie gebotenenfalls vorzeigen zu können.

Wir laden zu reichlicher Benutzung dieser Räume ein und werden für Vorschläge zu Verbesserung der geschaffenen Einrichtungen dankbar sein.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 30. **Sonnabend, den 27. Juli 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Wärmespannungen und Rißbildungen.

Von **Carl Sulzer**.

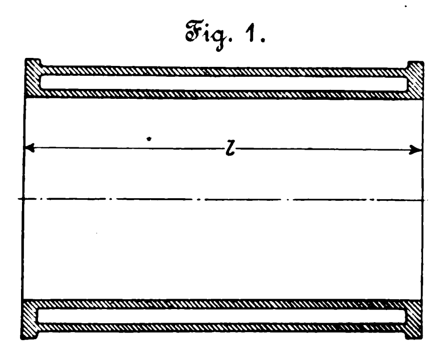
(hierzu Textblatt 12)

Die Frage der Rißbildungen durch Wärmespannungen ist viel umstritten. Insbesondere auf dem Gebiete des Dampfkesselbaues mangelt es oft an Klarheit über die Art der Entstehung und Wirkung von Spannungen und über die eigentliche Ursache von Rißbildungen. Man ist leicht geneigt, mangels einer andern zutreffenden Erklärung dem Material als solchem, seiner chemischen Zusammensetzung oder der Herstellungsweise des Kessels, vielleicht auch seiner Bauart die Schuld an solchen Vorkommnissen zuzuschreiben. Ohne Zweifel trifft der eine oder andre dieser Gründe für manche Fälle in mehr oder weniger hohem Maße zu; aber es ist gewiß, daß Rißbildungen vorkommen, wo keine der genannten Ursachen zur Erklärung genügt, wo ein Material verwendet worden ist, welches allen Anforderungen entspricht, wo die Herstellungsweise des Kessels einwandfrei war und seine Bauart sich in hunderten von Fällen bewährt hat.

Einen solchen Fall hier darzulegen, ist der Zweck dieser Zeilen. Er erscheint als ein treffendes Beispiel der Rißbildung durch Wärmespannungen, und es soll versucht werden, die Entstehung dieser Spannungen näher zu beleuchten. Zu diesem Zweck mögen zunächst einige bekanntere Fälle von Rißbildungen, insbesondere bei Gußeisen, kurz berührt werden.

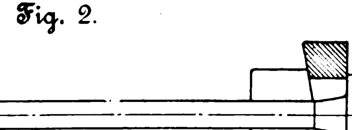
Betrachten wir das Verhalten eines doppelwandigen Zylinders, Fig. 1, nach dem Guß. Oft wird schon während des Erkaltens die äußere Gußform zerstört und die äußere Wand mehr oder weniger bloßgelegt, während die inneren Kernteile zunächst nicht entfernt werden. Die äußere Wand kühlt sich somit wesentlich rascher ab als die innere. Diese Abkühlung der äußeren Wand wirkt aber bestimmend auf das Schwinden der Länge l. Die innere Wand setzt infolge ihres noch formbaren Zustandes der vorzeitigen Verkürzung von l keinen genügenden Widerstand entgegen; sie wird durch die beiderseitigen Endverbindungen gezwungen, hieran teilzunehmen und erfährt hierbei ihrerseits eine bleibende Verkürzung infolge von Druckbeanspruchung über die Elastizitätsgrenze hinaus. Je mehr die äußere Wand die Lufttemperatur annimmt, um so mehr bildet sie aber einen starren Rahmen, innerhalb dessen die noch heiße innere Wand alsdann weiter erkalten und schwinden muß. Hierbei entstehen naturgemäß in der letzteren Längsspannungen, welche unter Umständen zum Bruche führen, und zwar zum Querriß des inneren Zylinders. Jeder Gießereifachmann kennt diesen typischen Riß, der, so mannigfaltig die Fälle und die Formen der Gußstücke sind, in denen er auftritt, meist auf ungleiche Abkühlungen der gedachten Art zurückgeführt werden kann. Rißbildung tritt ein, sobald die lineare Schwindung innerhalb starrer Endpunkte gleich oder größer ist als die Bruchdehnung des Materials. Die lineare Ausdehnung des Gußeisens auf 100° C Temperaturunterschied

Fig. 1.



ist zu rd. 0,001 der Länge anzunehmen. Anderseits beträgt die Bruchdehnung unter der Annahme eines Elastizitätsmoduls von 1000000 kg und einer mittleren Zugfestigkeit von etwa 1500 kg/qcm und unter der Voraussetzung, daß Proportionalität der Dehnung bis zum Bruche besteht, etwa 0,0015 der Länge des Stabes. Es ergibt sich hieraus, daß

Fig. 2.



Bruch eintritt, sobald eine Temperaturverminderung von etwa 150° C innerhalb fester Endpunkte stattfindet.

Von der Richtigkeit des Gesagten kann man sich leicht durch folgenden Versuch überzeugen. Man erwärme einen gußeisernen Stab auf etwa 200° C — am besten im Oelbad — und lege ihn alsdann spannungsfrei, aber mit satt an-

schließender Beilage in einen starren Rahmen, Fig. 2. Der Stab reißt beim Erkalten, nachdem seine Temperatur von 200° C auf etwa 50° C gefallen ist.

Bekanntlich werden derartige Risse bei Gußstücken auch dadurch hervorgerufen, daß eingebaute, nicht genügend nachgiebige Formteile dem Schwinden einen zu starren Widerstand entgegensetzen.

Es bedarf wohl kaum besonderer Hervorhebung, daß die oben erwähnten Spannungen beim doppelwandigen Zylinder nicht nur in der Längsrichtung, sondern an den Verbindungsstellen auch in der Querrichtung auftreten. Sie können aber in letzterer Richtung infolge des durch die Verbindungswände gewährleisteten ziemlich raschen Temperaturausgleiches in der Regel keine derartige Höhe erreichen, daß Rißbildungen eintreten.

Zur Vermeidung schädlicher Spannungen werden namentlich bei größeren Dampfzylindern in der Regel die äußeren Mäntel und die inneren Laufzylinder getrennt hergestellt und durch Schrumpfung miteinander verbunden. Auch bei dieser Verbindung sind aber Risse infolge unrichtiger Ausführung nicht ausgeschlossen. Da der Laufzylinder infolge der beiderseitigen Berührung mit Dampf und wegen der Kolbenreibung höhere Temperatur annimmt als der Mantel, so muß die Verbindung so gestaltet werden, daß die freie Ausdehnung in der Längsrichtung gewährleistet bleibt. In Fällen, wo dies nicht geschah, wo also die Verbindung an beiden Enden starr war, sind durch den Schub des inneren Zylinders wiederholt Querrisse im Mantel hervorgerufen worden. Ebenso können durch die Schrumpfung selbst bei unzweckmäßiger Bemessung der Zugaben Längsrisse im Mantel herbeigeführt werden.

Während derartige Risse beim Gußeisen, nachdem einmal die Bedingungen hierfür gegeben sind, gewöhnlich gleich sehr ausgeprägt auftreten, ist dies bei dem zäheren Flußeisen nicht der Fall. Dort bilden sich solche Risse meist nur ganz allmählich, und es bedarf einer vielfach wiederholten Einwirkung der schädlichen Spannungen, bis sie schließlich, langsam fortschreitend, das Materialgefüge durch den ganzen in Frage kommenden Querschnitt hindurch zu lösen vermögen. Im folgenden sei ein typischer Fall dieser Art beschrieben.

Es handelt sich um einen Flammrohr-Kessel von nachstehenden Verhältnissen:

Heizfläche	72 qm
Rostfläche	2,40 »
Betriebsdruck	7 at
Probedruck	12 »

Kesselschale von 2000 mm Dmr. und 7200 mm Länge in 5 Blechschüssen; Schalendicke 13 mm;
2 Wellflammrohre von 750/850 mm Dmr. und 10 mm Wanddicke;
Böden gewölbt 21 mm dick;
Längsnähte mit Doppellaschennietung;
Rundnähte mit doppelter Nietreihe.

Der Kessel wurde im Jahre 1899 von Gebrüder Sulzer in Winterthur erbaut. Als Material war für sämtliche Kesselteile Siemens-Martin-Flußeisen in Feuerblech-Qualität vorgeschrieben. Für die Niete wurde bestes Siegener Schweißeisen verwendet. Für die Bleche der Kesselschale ergaben die im Walzwerk vorgenommenen Proben
eine mittlere Zugfestigkeit von . . . . 3694 kg/qcm
und eine mittlere Dehnung von . . . . 30,1 vH
als Mittelwerte von 5 vorgenommenen Proben. Als größte Abweichungen von diesen Mittelwerten ergab sich einerseits
eine Mindestfestigkeit von . . . . . . 3640 kg/qcm
bei einer Dehnung von . . . . 31 vH,
anderseits
eine Höchstfestigkeit von . . . . . . 3770 kg/qcm
bei einer Dehnung von . . . . 28,5 vH.

Zwei von der Materialprüfungsanstalt in Zürich vorgenommene Kontrollproben ergaben als Mittelwerte:
für die Zugfestigkeit . . . . 3430 kg/qcm[1])
für die Dehnung . . . . 30,9 vH.

Die Streckgrenze wurde in Zürich zu 2540 kg/qcm, die Kontraktion zu 69 vH bestimmt.

Aus diesen Proben geht hervor, daß das Material den Bestimmungen der Würzburger Normen reichlich genügte.

Eine durch die Materialprüfungsanstalt in Zürich vorgenommene chemische Analyse des Kesselbleches ergab als Mittelwerte zweier gut miteinander übereinstimmender Bestimmungen:

Gesamtkohlenstoff	0,048 vH
Silizium	0,016 »
Mangan	0,289
Schwefel	0,040 »
Phosphor	0,016 ».

Der Kohlenstoff- und Mangangehalt ist somit durchaus normal und läßt auf besonders weiche Qualität schließen; die Beimengungen von Schwefel und Phosphor sind gering.

Der Kessel und insbesondere sein Mantel wurden auf die allersorgfältigste Weise hergestellt, und die liefernde Firma ist mit den allerbesten Einrichtungen zum Bau derartiger Kessel versehen. Die Bleche des Mantels werden kalt gebogen, und zwar auf einer Biegewalze besonderer Bauart, welche das Runden bis an die Blechränder ermöglicht, so daß jedes nachträgliche Anpassen dieser Ränder mit der Hand entfällt. Nach dem Biegen werden die sämtlichen Blechränder und Stemmkanten auf einer kombinierten Dreh- und Stoßmaschine bearbeitet. Die Umfänge der Schüsse werden hierbei mittels Stahl-Meßbandes auf das genaueste nachgeprüft und so bemessen, daß die inneren und äußeren Schüsse satt und ohne jedes Nachrichten ineinander passen. Sämtliche Löcher, selbst die Heftlöcher, werden aus dem Vollen gebohrt und die zugehörigen Kesselteile hierzu stets zusammengestellt, so daß die Löcher genau aufeinander passen. Nach dem Bohren werden die Teile wieder auseinander genommen und die scharfen Kanten gebrochen. Durch Anwendung von Doppellaschennietung für die Längsnähte wird jede örtliche Erwärmung der Bleche vermieden. Die Nietung geschieht hydraulisch; der Nietdruck wird durch veränderliche Akkumulatorbelastung der jeweiligen Größe des Nietes angepaßt. Die Nietmaschine ist zudem mit hydraulischem Blechschluß bewährter Bauart versehen. Das Stemmen geschieht, soweit dies mit Rücksicht auf die Blechdicken angängig ist, mit Druckluft-Werkzeugen. Es darf wohl gesagt werden, daß hierdurch die denkbar sorgfältigste und beste Ausführung gewährleistet ist im Gegensatz zu den oft unzulänglichen Einrichtungen, wie sie mancherorts noch bestehen.

Der Kessel wurde Anfang Januar 1900 in Betrieb gesetzt. Soweit sich heute noch feststellen läßt, zeigte sich im Jahre 1905 im zweiten Zug an den hintersten Rundnähten eine Anzahl undichter Stellen, welche verstemmt wurden. Größere Undichtheiten, besonders an der zweithintersten Rundnaht, wurden im Januar 1906 und sodann im Februar 1907 beobachtet und durch Verstemmen beseitigt. Im April 1907 traten diese Undichtheiten neuerdings auf, und zwar so stark, daß ein Verstemmen nicht mehr gelingen wollte, worauf die liefernde Firma herangezogen wurde. Eine nähere Untersuchung zeigte, daß sich an mehreren Rundnähten sowohl im inneren wie im äußeren Blech Risse gebildet hatten, die einen Ersatz der Kesselschale notwendig machten. Die Art der Risse, ihre Lage und ihr ganzer Verlauf ließen darauf schließen, daß der Kessel außergewöhnlich hohen Temperaturen ausgesetzt gewesen war.

Weitere Erhebungen über den Betrieb ergaben, daß der Kessel während langer Zeit auf das äußerste angestrengt worden war, und zwar bis zu einer Leistung von rd. 40 kg Dampf auf 1 qm Kesselheizfläche und Stunde. Dies war dadurch ermöglicht, daß er an einen Schornstein angeschlossen war, der mit Rücksicht auf spätere Vergrößerung der Kesselanlage sehr reichlich bemessen war. Dem angestrengten Betrieb entsprechend stand für die jeweilige Reinigung nur wenig Zeit zur Verfügung, so daß der Kessel rasch abgekühlt und wieder in Betrieb gesetzt werden mußte. Kesselstein scheint sich an der Schale nie in sehr starkem Maße gebildet zu haben und dürfte, soweit hierüber Aufschlüsse zu erhalten waren, jeweils nicht über 2 bis 3 mm Dicke erreicht haben.

Die oben erwähnte Beanspruchung während des Betriebes ist annähernd das doppelte der normalen Leistung eines

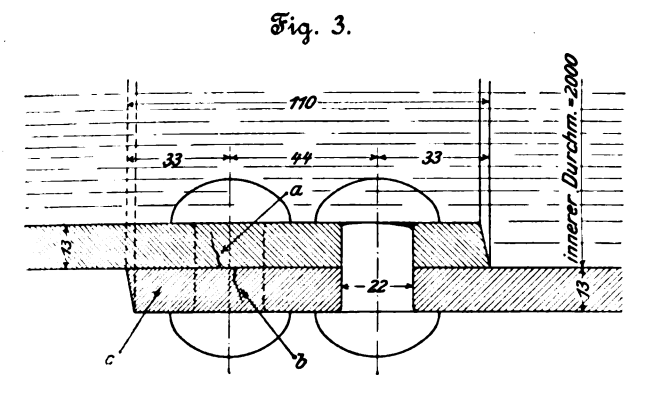
[1]) Es mag hier bemerkt werden, daß die in Zürich bestimmten Werte der Zugfestigkeit öfters in ähnlicher Weise wie im vorliegenden Falle von den Werten der Walzwerke abweichen.



derartigen Kessels und bedingt naturgemäß ein entsprechend erhöhtes Temperaturgefälle zwischen Rauchgasen und Kesselheizfläche. Da aber eine entsprechende Steigerung der Gastemperaturen im Flammrohr nicht denkbar ist, so müssen insbesondere die Temperaturen am Kesselmantel im Verhältnis zu denjenigen bei normaler Beanspruchung ganz außerordentlich hoch gewesen sein, und man wird kaum fehlgreifen, wenn man die Temperaturen im Anfang des zweiten Zuges auf etwa 800 bis 900°C beziffert.

Fig. 3 stellt einen Schnitt durch die Rundnaht dar. Die Nietteilung im Umfange beträgt 85 mm; die beiden Nietreihen sind gleichmäßig gegeneinander versetzt.

Fig. 3.



Es sind im ganzen dreierlei typische Risse zu unterscheiden, und zwar:

Querrisse *a* im inneren Blechschuß, in der inneren Nietreihe desselben, von der äußeren Seite her beginnend;

Querrisse *b* im äußeren Blechschuß, in der äußeren Nietreihe desselben, von der inneren Seite her beginnend;

Längsrisse *c* im äußeren Blechschuß, von den Nietlöchern der äußeren Nietreihe zum Rande laufend.

Die Figuren 4 und 5, Textblatt 12, sind typische Bilder dieser Risse, und zwar zeigt Fig. 4 die Risse *a* des inneren Blechschusses, von außen gesehen, Fig. 5 die Risse *b* des äußeren Schusses, von innen gesehen[1]).

Die Risse a und b gehen an keiner Stelle durch den ganzen Querschnitt hindurch; die Risse *c* dagegen sind durchlaufend.

Es ist ohne weiteres klar, daß derartige Risse nicht den Spannungen durch den inneren Kesseldruck zugeschrieben werden können; zudem zeigen die (im Oberzug liegenden) Längsnähte, deren Beanspruchungen beträchtlich größer sind, nicht die mindesten Beschädigungen. Ebensowenig kann an gewöhnliche Heiß- oder Härterisse gedacht werden, wie solche da auftreten, wo durch rasche Abkühlung der Oberfläche die äußere Materialschicht schnell zusammenschrumpft, während die tiefer liegenden Schichten nicht rasch genug zu folgen vermögen, so daß die gespannte Außenhaut schließlich platzt. Eine derartige Ursache erscheint hier schon deshalb ausgeschlossen, weil die Risse an den einander zugekehrten Blechflächen ihren Anfang nehmen, wo die Möglichkeit einer raschen örtlichen Abkühlung nicht vorliegt.

Versucht man sich zunächst ein Bild darüber zu machen, wie sich die Temperaturverteilung in der Naht gestaltet, so gelangt man etwa zum Bild Fig. 6, wobei die Stärke des Farbtones die Höhe der Temperatur veranschaulicht. Die in das äußere Blech eintretende Wärme fließt zum Teil durch den eigenen Blechquerschnitt nach rechts ab, zum Teil überträgt sie sich durch das innere Blech, wobei aber ein erheblicher Uebergangswiderstand in Betracht kommt. Demgemäß findet eine Wärmestauung statt, wie in der Figur angedeutet. Anderseits ist die Temperatur des inneren Bleches der Naht tiefer als diejenige des übrigen Bleches, weil dieses innere Blech von einer geringeren Wärmemenge durchflossen wird und vom überliegenden äußeren Blech gewissermaßen geschützt ist.

[1]) Die starken Stemmränder rühren vom nachträglichen Stemmen durch ungeübte Hand her.

Betrachten wir nun die Wirkung dieser Temperaturzustände etwas genauer, so liegt die Aehnlichkeit mit dem doppelwandigen Zylinder, Fig. 1, sehr nahe. Den beiden Zylindern jener Figur entsprechen hier die beiden ineinander geschobenen Blechzylinder, den festen Endverbindungen die beiden Nietreihen.

Das äußere Blech der Naht findet sich in dem Bestreben, sich auszudehnen, gehemmt. In der Längsrichtung ist es durch die beiden Nietreihen festgehalten, in der Querrichtung (Bestreben nach Vergrößerung des Umfanges bezw. Durchmessers) ebenfalls durch die Nietung behindert.

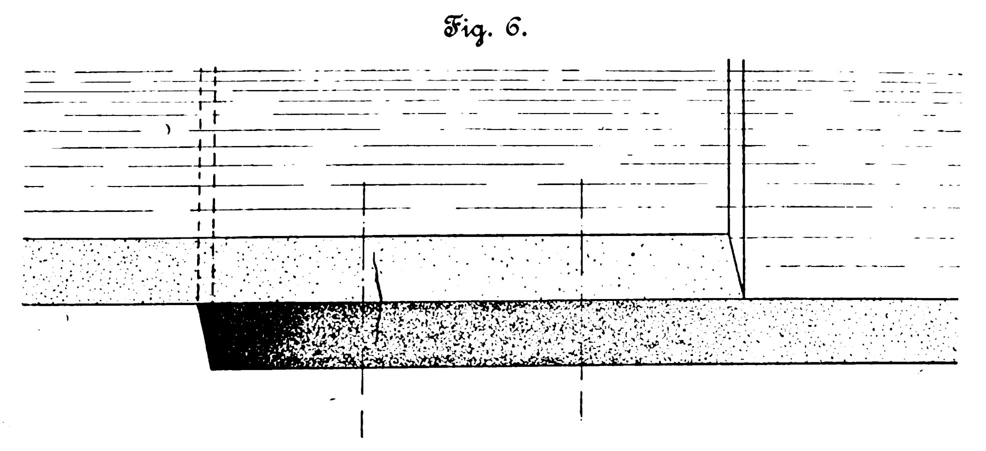
Das Ausdehnungsbestreben des äußeren Bleches äußert sich somit als Längsschub auf die Niete, als Zugwirkung im inneren Blech und als Druckbeanspruchung des äußeren Bleches selbst. Am stärksten treten diese Kräfte offenbar an den einander zugewendeten Blechoberflächen auf. Für die Stärke des Schubes spricht die Tatsache, daß die Nietlöcher in der Längsrichtung des Kessels ganz merklich oval gedrückt sind.

Es ist unmöglich, ein zahlenmäßiges Bild von der Stärke der auftretenden Kräfte zu gewinnen, solange nicht sichere Temperaturmessungen vorliegen oder die verschiedenen Wärmeübergangszahlen[1]) genau bestimmt und die Festigkeitseigenschaften des Flußeisens bei den in Betracht kommenden Temperaturen in allen Teilen klargestellt sind. Immerhin kann man über die Größenordnung der Kräfte gewisse Anhaltspunkte durch folgende Ueberlegung gewinnen. Nehmen wir auf Grund bisheriger Versuche in der in Betracht kommenden Temperaturlage zwischen 200 und 400°C etwa 1500 kg/qcm als mittlere Elastizitätsgrenze des Materials für Zug- und Druckbeanspruchung an, so beträgt bei einem Elastizitätsmodul von 2 000 000 kg die Dehnung bezw. die Verkürzung an der Elastizitätsgrenze etwa 0,00075 der Länge. Die Summe der Dehnung und der Verkürzung (also 0,0015 der Länge) ist gleich zu setzen der linearen Ausdehnung durch den Temperaturunterschied. Da nun der Ausdehnungskoeffizient des Flußeisens in der oben erwähnten Temperaturlage etwa 0,0015 der Länge für 100°C beträgt, so ergibt sich, daß der Temperaturunterschied von 100°C gerade hinreicht, die beiden Bleche wechselseitig bis zur Elastizitätsgrenze auf Zug und Druck zu beanspruchen[2]). Ein höherer Temperaturunterschied bewirkt eine entsprechende Ueberschreitung der Elastizitätsgrenzen, und eine oftmalige Wiederholung des Vorganges ist ohne Zweifel geeignet, die Rißbildung allmählich herbeizuführen, und zwar zunächst diejenige im inneren Blech, welches auf Zug beansprucht wurde; das äußere Blech erfährt gleichzeitig durch Stauchung eine Verkürzung in der Längsrichtung.

[1]) Vergl. hierzu u. a. die neueste Arbeit von Eberle, München, Protokoll der 36. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine zu Mailand 1906 (Kommissionsverlag Boysen & Maasch, Hamburg).

[2]) Die Beanspruchung durch den inneren Kesseldruck ist hierbei unberücksichtigt gelassen.

Fig. 6.



Tritt nun Abkühlung ein, so wird der verkürzte äußere Teil durch den gereckten inneren in der freien Schwindung gehemmt, und es treten in der Nietverbindung Spannungen im umgekehrten Sinn ein, welche die Risse b hervorrufen. Die ganze Nietverbindung ist also fortwährend wechselnden Zerrungen unterworfen, bei denen sich die Anrisse mehr und mehr vertiefen.

Aehnlich liegen die Verhältnisse mit Bezug auf die Querspannungen. Beim warmen Kessel tritt Druckwirkung und Stauchung im äußeren Blech in der Richtung des Umfanges ein, da die freie Ausdehnung durch die Nietung gehemmt ist. Die Niete werden hierbei auf Zug beansprucht, und es hat sich eine Anzahl abgesprengter Nietköpfe vorgefunden, die ohne Zweifel hierauf zurückzuführen sind. Bei der Abkühlung bilden sich sodann infolge der eingetretenen bleibenden Verkürzung Zugspannungen im Blech, die zu den Längsrissen c führen. Dabei ist es keineswegs erforderlich, die Querspannung in gleichmäßiger Stärke geschlossen im ganzen Umfang der Naht anzunehmen; sie kann von Nietteilung zu Nietteilung wechselnde Größe haben, und in der Tat zeigt sich die Rißbildung nur da, wo nach Lage der Dinge die höchsten Temperaturen vorhanden gewesen sein müssen.

Es ist nun von hohem Wert, die Eigenschaften des Materiales in der Nähe der Rißstellen nach mehr als siebenjährigem Betriebe genau zu prüfen und mit den ursprünglichen Eigenschaften zu vergleichen. Sowohl die inneren wie die äußeren Bleche wurden zu diesem Zweck eingehenden Proben unterworfen. Fig. 7, Textblatt 12, zeigt einen Rißteil des äußeren Bleches, der kalt herausgeschnitten und gewaltsam geöffnet wurde. In den Querrissen sind die alten und die neuen Bruchflächen erkennbar. Noch deutlicher lassen sie sich in Fig. 8, Textblatt 12, erkennen, aus welcher auch das gleichartige, feinkörnige Gefüge der frischen Bruchfläche ersichtlich ist. Fig. 9, Textblatt 12, zeigt einen Materialschliff mit Rißstelle, der von der Materialprüfungsanstalt in Zürich zum Zwecke der metallographischen Untersuchung angefertigt worden ist. Die Prüfungsanstalt bezeichnet das Gefüge der Schnittfläche auf die ganze Dicke als bemerkenswert gleichartig und fügt bei, daß Seigerstreifen nur sehr schwach ausgeprägt seien. Das Gefüge der Bruchflächen vorgenommener Schlagbiegeproben wird als feinkörnig kristallinisch-glänzend bezeichnet.

Den beiden Blechschüssen wurden ferner in unmittelbarer Nähe der Rißstellen Zerreißstäbe entnommen, wobei die in der Rundung des Bleches liegenden Stäbe auf kaltem Wege sorgfältig gerade gerichtet wurden. Die in der Materialprüfungsanstalt in Zürich vorgenommenen Zerreißproben ergaben für

Zerreißstäbe in der Walzrichtung des Bleches liegend:

Mittelwerte aus 4 Proben:

Streckgrenze	2090 kg/qcm
Zugfestigkeit	3380 » [1]
Kontraktion	66 vH
Dehnung	27,2 »

Zerreißstäbe in der Querrichtung entnommen ergaben als Mittelwerte:

Streckgrenze	2430 kg/qcm
Zugfestigkeit	3310 » [1]
Kontraktion	61 vH
Dehnung	30,0 »

[1] Vergl. die Fußnote auf S. 1166.

Sämtliche Bruchflächen werden als feinsehnig bezeichnet.

Ein Vergleich mit den Zerreißproben des Materiales im ursprünglichen Zustand zeigt keine sehr erheblichen Abweichungen; die zahlenmäßigen Unterschiede liegen im wesentlichen innerhalb der Grenzen dessen, was bei einer größeren Anzahl von Proben meistens zu erwarten ist.

Die Bleche wurden ferner der Reihe nach sämtlichen Proben der Würzburger Normen unterworfen, nämlich der Warmbiegeprobe, Hartbiegeprobe, Fig. 10, Textblatt 12, Schmiedeprobe und Lochprobe, Fig. 11, Textblatt 12. Allen diesen Proben haben die Bleche ohne Ausnahme in einwandfreier Weise genügt. Fig. 12, Textblatt 12, zeigt ein in der Naht zwischen zwei Nietlöchern nachträglich angebrachtes Loch, welches auf 22 mm Dmr. (gleich dem Nietlochdurchmesser) gebohrt und im kalten Zustand durch einen spitzen Dorn auf 30 mm Dmr. ausgeweitet wurde, ohne daß sich der geringste Riß gezeigt hätte.

Das Material hat somit seine ursprünglichen Eigenschaften in jeder Hinsicht bewahrt. Trotzdem hat das Blech Risse erlitten, und zwar selbst an Stellen, wo nachweislich außergewöhnliche Temperaturen nicht auftreten konnten (inneres Blech, Risse *a*), wo also auf Grund der Bachschen Versuche[1]) mit Bestimmtheit vorausgesetzt werden darf, daß das Material bei der Betriebstemperatur an Zähigkeit nicht wesentlich eingebüßt haben konnte. Es scheint hieraus hervorzugehen, daß bei oft wiederholten Spannungswechseln ein Ueberschreiten der Elastizitätsgrenze zur Rißbildung genügt, ohne daß selbst die größte Zähigkeit diese zu hindern vermöchte.

Fragt man sich nun zum Schluß, wie solchen Erscheinungen vorgebeugt werden kann, so muß in allererster Linie betont werden, daß ein derartiger Kessel nicht in einer Weise angestrengt und andauernd betrieben werden darf, wie dies im vorliegenden Fall geschah. In der übermäßigen Beanspruchung ist der eigentliche Grund der aufgetretenen Schäden zu suchen, und es ergibt sich hieraus für die Ueberwachungsbeamten Veranlassung, auf diesen Punkt ihr besonderes Augenmerk zu richten.

Anderseits erhebt sich die Frage, ob es der Hüttentechnik nicht gelingen wird, Bleche zu schaffen, die den besprochenen Anstrengungen besser zu widerstehen vermögen. Die vorstehenden Betrachtungen deuten darauf hin, daß eine Verbesserung vor allem im Sinn einer Höherlegung der Elastizitätsgrenze oder einer Verminderung des Elastizitätsmoduls anzustreben wäre. Eine Verminderung des Moduls wäre gleichbedeutend mit verminderter Materialbeanspruchung bei bestimmter Streckung oder Verkürzung.

In konstruktiver Hinsicht läßt sich die Frage aufwerfen, ob nicht die einfache Rundnaht der doppelten wegen ihres Verhaltens im warmen Zustande vorzuziehen sei, und diese Frage darf wohl — sofern den Festigkeitsanforderungen genügt ist — bejaht werden. Die Ueberdeckung der Naht wird kürzer, die Wärmestauung daher geringer; die durch zwei Nietreihen fest umfaßte Mittelzone kommt in Wegfall, und dadurch sind verschiedene ungünstige Umstände beseitigt.

Endlich weisen die Vorgänge darauf hin, daß das Stemmen der inneren, wasserberührten Blechkante eine dauerndere Dichtheit erwarten läßt als das der äußeren Kante, welche stärkeren Temperaturschwankungen ausgesetzt ist.

[1] s. Z. 1904 S. 1300 u. f.

Neuere Textilmaschinen mit Berücksichtigung der jüngsten Ausstellungen.

Von G. Rohn.

(Fortsetzung von S. 900)

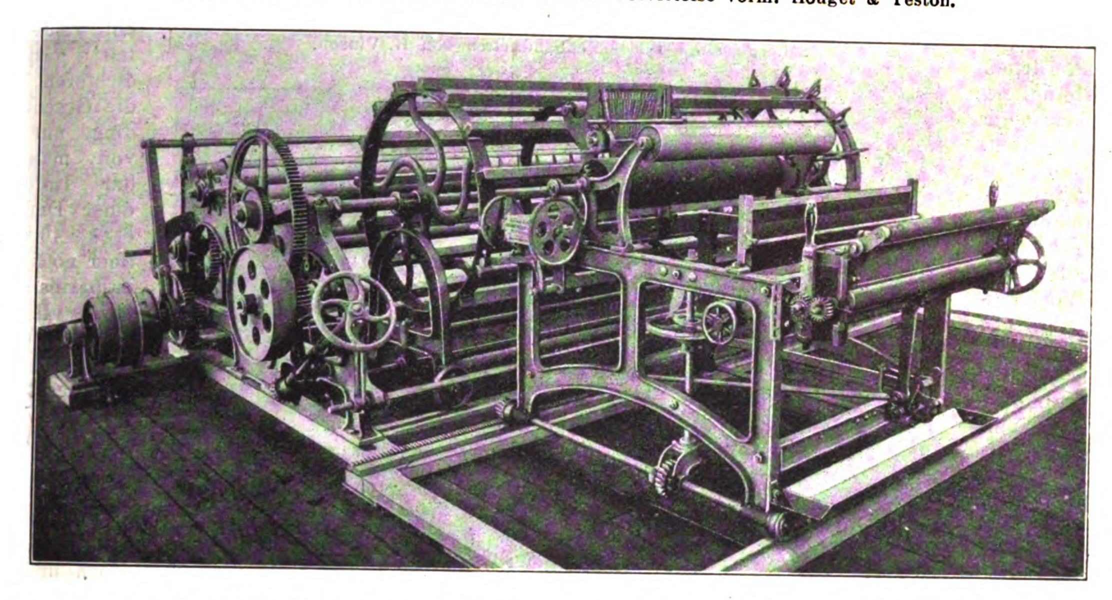
Wie ich in einem im Chemnitzer Bezirksverein gehaltenen Vortrag über Ausstellungsreisen im Jahre 1906 des näheren ausgeführt habe, hat das Studium von Arbeitsmaschinen auf den Ausstellungen und von Berichten darüber nicht nur rein technische, sondern auch wirtschaftliche Bedeutung. Die ausländischen Ausstellungen insbesondere zeigen, bis zu welcher technischen und wirtschaftlichen Entwicklung der Arbeitsmaschinenbau des betreffenden Landes gediehen ist und welche Ansprüche der in Frage stehende Zweig der angewandten Technik an seine Arbeitsmaschinen stellt; so wird zum Vergleich von Zollschutz und Ausfuhrmöglichkeit angeregt. Es gilt dies für Kraftmaschinen nicht in gleicher Weise wie



für Arbeitsmaschinen; denn bei jenen unternimmt fast jedes Land zuerst die eigene Herstellung. Anders ist dies bei den Arbeitsmaschinen, für die je nach dem Grade der Anlernung und Geschicklichkeit der Arbeiter und den sonstigen Verhältnissen ganz verschiedene Forderungen gestellt werden, die auch von der Einführung neuer Arbeitsverfahren abhängig sind und durch die Rücksicht auf Gepflogenheit und Mode bedingt werden. Es wirken also für den Bau von Arbeitsmaschinen viel mehr einzelne Faktoren zusammen, und die aus verschiedenen Ländern stammenden Maschinen werden immer eine gewisse Verschiedenheit aufweisen, was bei den Maschinen und Einrichtungen zur Gewinnung und Fortleitung der Kraft weniger der Fall ist. Die Verpflanzung eines besondern Gewerbzweiges ist aber an das Vorhandensein seiner Arbeitsmaschinen und deren kundige Handhabung, Wartung und Beaufsichtigung gebunden. Für die Arbeitsmaschinen besteht eine viel größere Notwendigkeit, sie auch unter Tragung höherer Eingangszollkosten zu beschaffen; denn wenn die Maschine das Höchste leistet, sichert sie trotzdem die Ueberlegenheit der auf ihr hergestellten Ware in bezug auf die Gestehungskosten. Es wird dieser Hinweis bei manchen der dargestellten neuen Maschinen und Einrichtungen zu beachten sein, ohne daß er jedesmal wiederholt werden soll.

Fig. 113.

Kettenscher- und -bäummaschine der Société Verviétoise vorm. Houget & Teston.

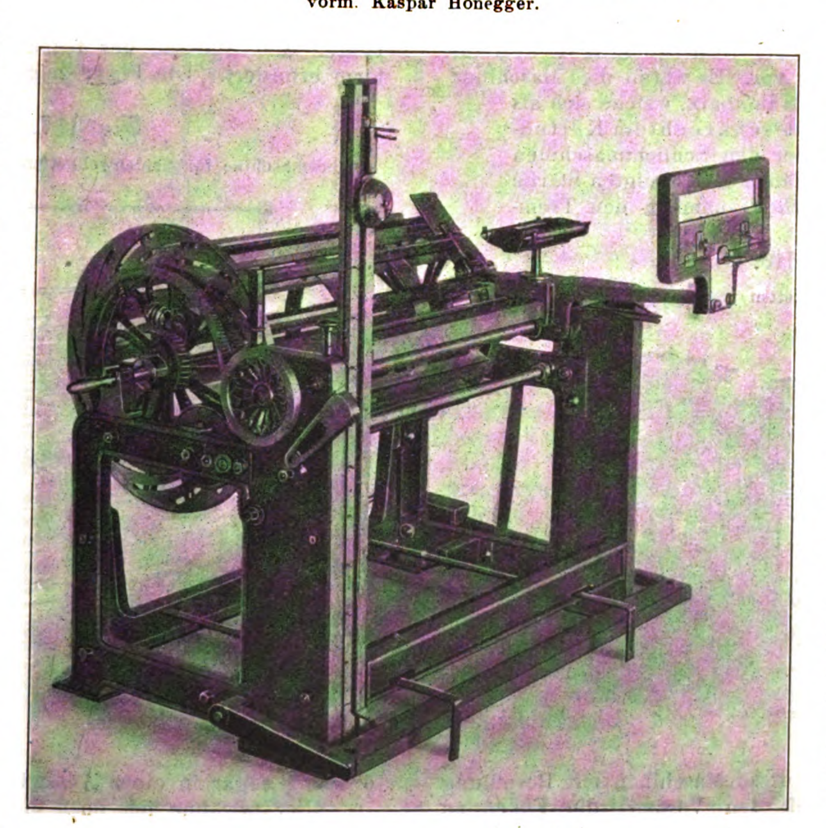


Sind die Spinnereimaschinen je nach der Art des zu verarbeitenden Fasergutes wesentlich voneinander verschieden, so ist das in gleicher Weise bei den Webereimaschinen nicht zu beobachten. Wenn auch bei den einzelnen Maschinengruppen Verschiedenheit herrscht, so finden sich doch immer wieder gleichartige Grundgetriebe; denn der Arbeitsvorgang, die Verbindung der Schuß- und Kettenfäden miteinander, bleibt im Grunde immer der gleiche. Auch bei den Vorbereitungsmaschinen zur Weberei können einzelne Arten für ganz verschiedene Faserstoffe benutzt werden. So zeigt Fig. 113 eine in Lüttich vorgeführte verbundene Scher- und Bäummaschine der Société Verviétoise vorm. Houget & Teston in Verviers, die für Schafwoll- und auch für Baumwollketten benutzt werden kann. Es ist dies eine sogen. Teil- und Kegelschermaschine, wie sie in deutscher Ausführung früher beschrieben worden ist[1]). Vor dem Scherhaspel befindet sich wagerecht verschiebbar das Einlesegestell, das mit einer Abstellvorrichtung für den Umlauf des Haspels bei Bruch eines der eingezogenen Kettenfäden versehen ist. Die Vorrichtung wirkt in bekannter Weise durch das Abfallen eines der die Fäden belastenden Drahtbügels beim Bruch des durchgeleiteten Fadens; der Bügel drückt dabei 2 umlaufende Walzen auseinander. Wie aus Fig. 113 ersichtlich, laufen die Fäden über eine besondere Meßwalze; der Haspel ist auch selbst wagerecht verschiebbar.

Eine Maschine ganz gleicher Bauart hatte die zweite in Verviers ansässige Fabrik für Webereimaschinen: Snoeck Veuve in Tourcoing, ausgestellt. Auf der Mailänder Ausstellung führte die Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger eine Scher-

Fig. 114.

Schermaschine für Bandwebketten der Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger.

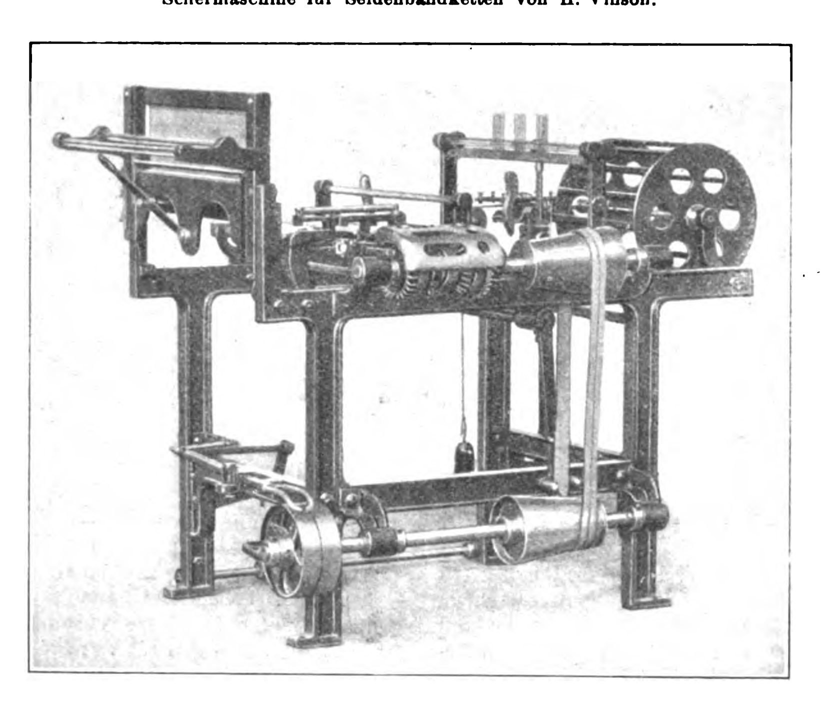


[1]) Z. 1903 S. 1105 m. Abb.

oder **Zettelmaschine für seidene Webketten** vor, deren Bauart sich mit der früher[1]) beschriebenen Schermaschine für breite Webketten ziemlich deckt. Neben dieser Maschine war eine gleiche **Zettelmaschine für Seidenbandketten** ausgestellt, Fig. 114, die der breiten Maschine ganz ähnlich ist. Eine gleiche von H. Vinson in St. Etienne gebaute Maschine, Fig. 115, war in Tourcoing ausgestellt. Hier ist zur Erzielung einer veränderlichen Aufwickelgeschwindigkeit ein Riemenkegelpaar beim Hauptantrieb eingeschaltet. Für die Seidenweberei baut auch die auf der Mailänder Ausstellung vertretene Firma J. Schweiter in Horgen (Schweiz) und Sternberg (Mähren) Vorbereitungsmaschinen; Fig. 116 zeigt eine **Scher- und Aufbäummaschine** dieser Firma, deren besondere Einrichtung sich beim Vergleich mit den vorher abgebildeten Maschinen ergibt. In Deutschland pflegt Herm. Schroers in Krefeld den Bau von Maschinen zur Seidenstoffweberei, wie Fig. 117, eine **Kettenschermaschine**, zeigt. Die Maschine ist für verschiedene Kettenbreiten eingerichtet. Der Haspelumfang beträgt $2^1/_2$ m, wie gewöhnlich bei solchen Maschinen; er kann genau eingestellt und die Wickelgeschwindigkeit geändert werden.

Fig. 115.

Schermaschine für Seidenbandketten von H. Vinson.



Die Ausstellung in Tourcoing führte, was bisher kaum auf Ausstellungen geschehen ist, **Schlichtmaschinen für Baumwollketten im Betriebe** vor. Es waren dies Maschinen von G. Masurel-Leclercq in Roubaix, welche sich als **Lufttrockenmaschinen mit senkrechtem Kettenlauf** kennzeichnen. Gegenüber den Schlichtmaschinen mit Trocknung der von den Fäden aufgesaugten Stärke durch Anlegen an heiße Flächen, nämlich den Trom-

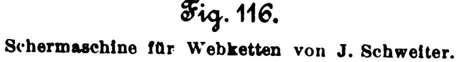
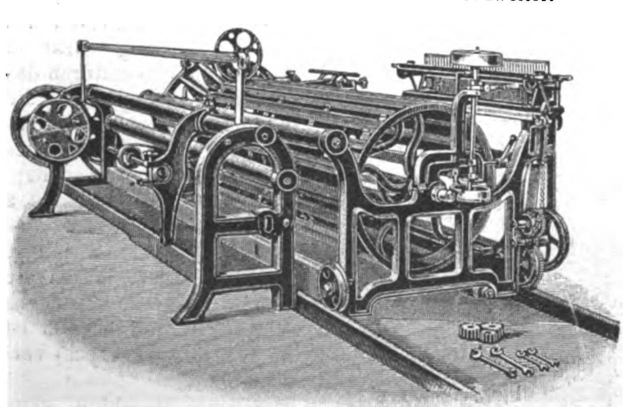


Fig. 116.

Schermaschine für Webketten von J. Schweiter.

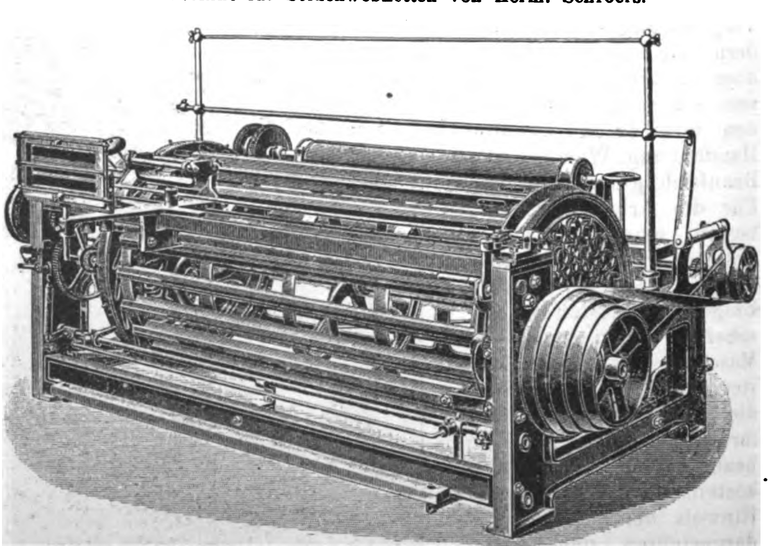


melschlichtmaschinen, haben diese Maschinen mit Bespülung der Fäden durch heiße Luft den Vorzug, die Fäden zu schonen, sie weicher zu erhalten, dadurch die Staubbildung durch Abscheuern der zu hart getrockneten Schlichtteilchen in den Webereien zu vermindern und so das Arbeiten in den Webereien gesunder zu machen. Allerdings ist diese Lufttrocknung bei Webketten von stärkerem Garn (unter Nr 30 metr.) weniger gut anzuwenden, weil die heiße Luft dann nicht mehr recht wirksam ist. Bei Webketten von feinerem Garn leistet die erwähnte Lufttrocken-Schlichtmaschine aber gute Dienste, da sie z. B. bei Baumwollgarn Nr. 40 eine Geschwindigkeit bis zu 120 m, bei Wollgarn Nr. 25 eine solche von 15 m/min je nach der Dichtstellung der Fäden in der Kette bei weniger dichten Ketten[1]) gestatten soll. Bei dichteren Ketten beträgt die Geschwindigkeit allerdings nur ein viertel davon, man kann aber bei der Lufttrocknung von einer Dampfersparnis bis etwa 40 vH, viel mehr aber noch von einer Kraftersparnis sprechen, die bis zu 70 vH betragen soll.

Die Lufttrockenmaschinen werden bekanntlich mit wagerechtem oder senkrechtem Webkettenlauf ausgeführt. Die Maschinen von Masurel[2]) haben senkrechten Kettenlauf und werden für geringe Leistungen mit nur einem Hoch- und Niedergang der Kette an dem dazwischen liegenden Rippenheizrohrsystem vorbei, oder für größere Leistungen mit doppeltem Hoch- und Niederlauf gebaut. Beide Ausführungen veranschaulicht Fig. 118, wo links die einfachere Maschine als Type *A*, rechts die größere Maschine als Type *E* dargestellt ist; es geht daraus hervor, daß letztere sehr hoch ist und zum Auffangen und Ableiten der feuchten Luft einen sogen. Dunstturm erfordert. Die Figur zeigt aber auch, wie dessen An-

Fig. 117.

Schermaschine für Seidenwebketten von Herm. Schroers.



ordnung sogar in einer Ausstellungshalle möglich ist.

Hier erwähne ich noch die **Schlichtekocher**, die ge-

[1]) Z. 1897 S. 822 m. Abb.

[1]) 1600 bezw. 10000 Fäden (Wolle).

[2]) D. R. P. Nr. 169940. Eine ausführliche Darstellung findet sich in L'industrie textile 1904 S. 261 m. Abb. Vergl. auch Textile Manufacturer 1906 S. 339 und Leipz. Monatschr. f. Textilind. 1906 S. 276, beides mit Abb.

gewöhnlich als senkrechte Gefäße mit Trichterboden für den leichten Ablauf, neuerdings aber auch in wagerechter Anordnung ausgeführt werden, wobei ein mechanisches Rührwerk angebracht wird[1]). Während des Kochens unter einem Dampfdruck von etwa 2 at muß die Stärke bekanntlich gerührt werden; das kann auch geschehen, indem die Schlichtelösung durch eine Dampfstrahlvorrichtung in einen Kreislauf gebracht wird. Einen solchen in Zwickau 1906 ausgestellten Kocher von O. Nötzold in Reichenbach i. V. veranschaulicht Fig. 119. Die dicke Schlichte wird am Trichterboden abgesaugt und durch die Dampfstrahlvorrichtung *D* in die Höhe getrieben, wo sie sich wieder in den Kessel ergießt. Die Vermengung mit dem Dampf bewirkt dabei das Aufkochen. Eine gleiche Dampfstrahlvorrichtung findet man auch, um die rohe Schlichte aus dem Lösungsgefäß in den Kochkessel zu saugen[2]).

Von den Vorbereitungsmaschinen für die Schußfäden der Gewebe, den **Spulmaschinen**, werde als Grundlage zunächst eine in Mailand gezeigte einfache Kötzerspulmaschine von **Rud. Voigt** in Chemnitz betrachtet, Fig. 120, welche den Kötzer in einem feststehenden Trichter windet. Diese

Fig. 118.

Lufttrocken-Schlichtmaschinen von G. Masurel-Leclercq.

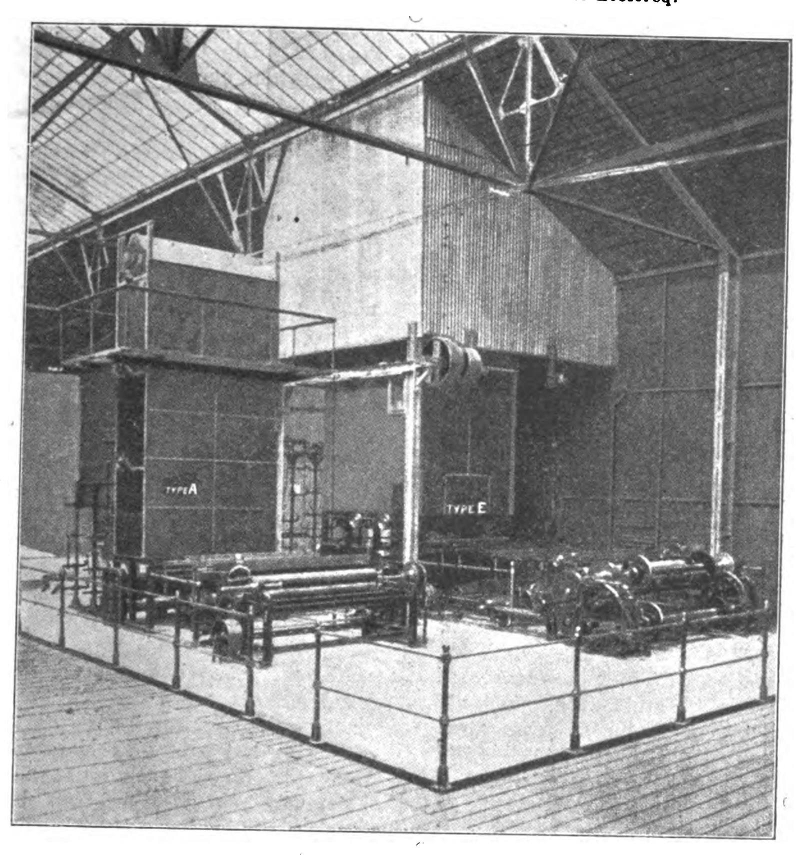


Fig. 119.

Schlichtekocher von O. Nötzold.

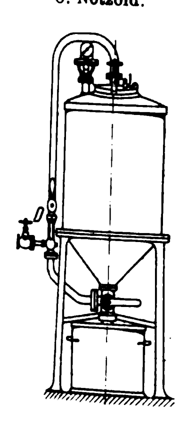
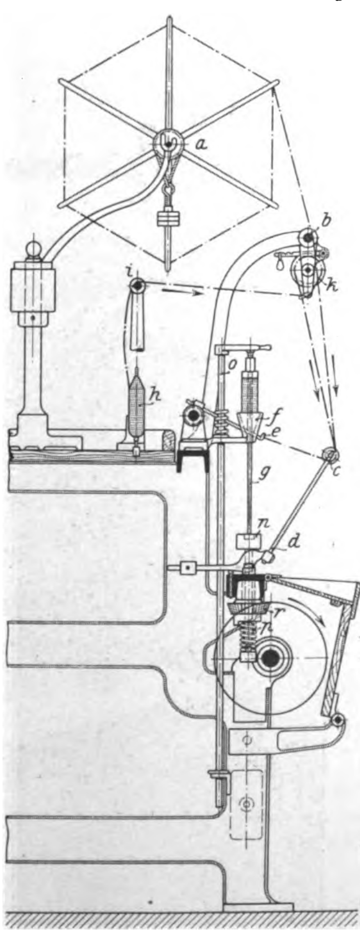


Fig. 120.

Kötzerspulmaschine von Rud. Voigt.

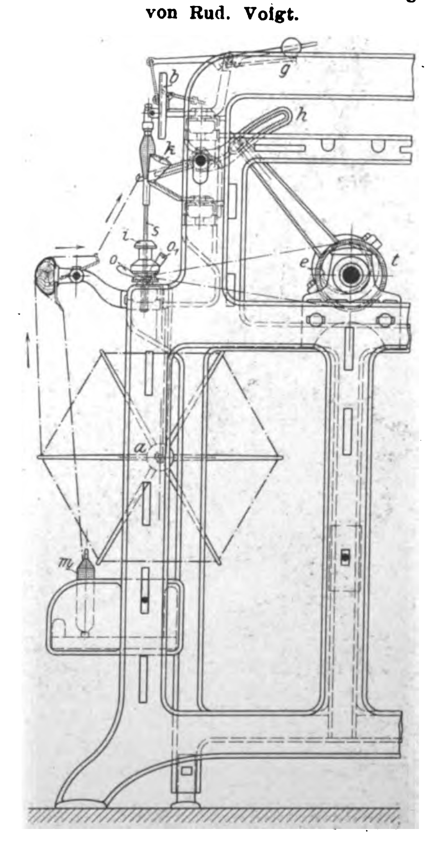


Kötzer können nach dem Abziehen von den vierkantigen Spindeln bekanntlich von innen heraus abgeschlossen werden, weshalb die Spulmaschine auch kurz **Schlauchspulmaschine** oder **Schlauchmaschine** genannt wird. Der aufzuspulende Faden läuft entweder von dem mit Gewichtbremse versehenen Haspel *a* über die Stange *b*, oder beim Abspulen von Kötzern *h* über die Stange *i* und eine besondere, durch Gewichthebel belastete Bremsrolle *k* nach der Rolle *c* und über diese durch den schwingenden Fadenführer *e* in einem Schnitt des Trichters *f* auf die Spindel *g*. Diese steckt in der Mitnehmerbüchse *n*, die durch ein hyperbolisches Zahnradgetriebe in Drehung versetzt wird. Der Kötzer ist zur Erzielung einer festen Windung durch eine an der Stange *o* sitzende Brücke belastet, die zum Herausnehmen des Kötzers seitlich gedreht und beim Abfallen von einer Feder aufgefangen wird. Die Fadenleitrolle *c* sitzt an dem Hebel *d*, und wenn der Faden reißt, so schlägt sie nach unten; dabei wird unter Einwirkung der Feder *p* der Mitnehmer an dem Rade *r* außer Eingriff gesetzt, und die Spindel steht still. Wenn der Kötzer seine Größe erreicht hat, ist die Spindel *g* aus der Büchse *n* herausgezogen, und die weitere Mitnahme hört von selbst auf[1]).

Eine andre Bauart der **Voigtschen Schußkötzer-Spulmaschinen** veranschaulicht der Durchschnitt[2]) Fig. 121. Hier ist statt des festen Trichters zur Bildung des Windungkegels eine Kegelrolle *k* benutzt, um das Glätten des Fadens zu vermeiden. Die Spindel *s* ist zur Erzielung einer ganz leichten Windung

Fig. 121.

Kötzerspulmaschine für leichte Windung von Rud. Voigt.



[1]) Vergl. Uhlands techn. Rundschau 1905, Ausgabe f. Textilind., S. 55 m. Abb.

[2]) Vergl. auch Oesterr. Werkmeister- und Industriebeamten-Ztg. 1906 S. 412 m. Abb.

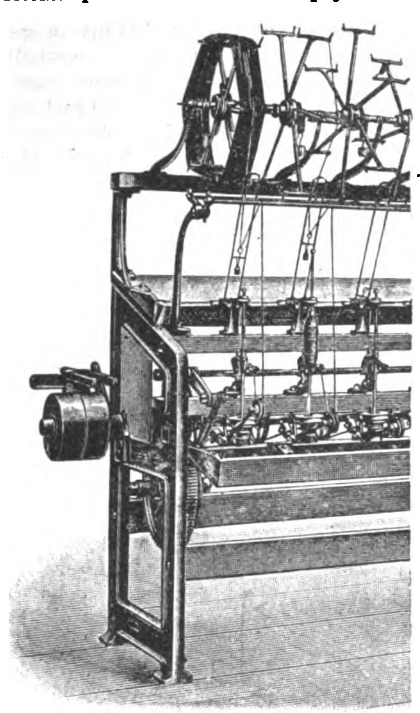
[1]) Vergl. hierzu die Ausrückvorrichtung D. R. P. Nr. 135603 der Sächs. Webstuhlfabrik.

[2]) Ein Schaubild dieser Maschine gibt S. 134 des illustrierten Handbuches der Baumwollspinnerei und Weberei von E. Fränk (Warnsdorf 1907, Ed. Strache), auf das ich hiermit aufmerksam mache.



Fig. 122.

Trichterspulmaschine von G. Josephys Erben.



durch ein Gegengewicht g ausgeglichen und wird im oberen Teil in einer Gleitbahn b geführt. Spindel und Mitnehmerbüchse i werden mittels einer Schnur von der Trommel t aus angetrieben. Die Maschine spult von Haspeln a oder Kötzern m, die hier unterhalb liegen. Der Fadenführer wird von einem unmittelbar auf der Spindeltrommelwelle sitzenden Exzenter e mittels des Hebels h in Schwingung versetzt. Zum Abstellen der Spindel wird der Griff des Winkelhebels o mit der Hand nach unten gedreht, dabei greift der Arm o_1 unter den Rand der Mitnehmerbüchse i und entkuppelt sie dadurch von dem Schnurwirtel. Die Maschine kann genau auf die beschriebene Weise auch mit Selbstabstellung bei Fadenbruch ausgeführt werden.

[1]) Vergl. D. R. P. Nr. 184466.

Eine Maschine dieser Art von G. Josephys Erben in Bielitz, die in Reichenberg ausgestellt war, veranschaulicht Fig. 122. Die Haspel sind hier oberhalb angeordnet, die Spindel hat feste Führung, und die Fäden werden von den Haspeln weg durch gleitende, mit Gewichten belastete Fadenführer in der entsprechenden Spannung erhalten.

Fig. 125.

Antrieb der Spulmaschine von Ryo-Catteau.

Kötzerspulmaschinen mit Selbstabstellung jeder Spindel bei Fadenbruch, Windungskegelrollen und Spindelentlastung, welche die Maschinenfabrik Rüti in Mailand ausgestellt hatte, zeigen die Figuren 123 und 124. Bei der Maschine Fig. 123 ist gleichmäßige Windungsgeschwindigkeit dadurch erzielt, daß die Spindeln Reibungsantrieb haben und die unteren wagerecht liegenden Wellen mit den Antriebscheiben den Schwingungen des Fadenführers entsprechend verschoben werden, so daß also die Teller an den Spindeln verschiedene Antriebhalbmesser erhalten. Die Figur zeigt ferner, wie die volle Spindel zum Kötzerabzug am Gleitstück nach außen geklappt wird.

Fig. 124 gibt eine Maschine mit für jede Spindel unabhängiger Kreuzwindung wieder. Von der Spindelmitnehmerbüchse aus wird bei jeder Spindel eine wagerechte Kurvenscheibe in Drehung versetzt, die den Fadenführer senkrecht auf und ab bewegt; es hat also jede Spindel eine

Kötzerspulmaschinen der Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger.

Fig. 123.

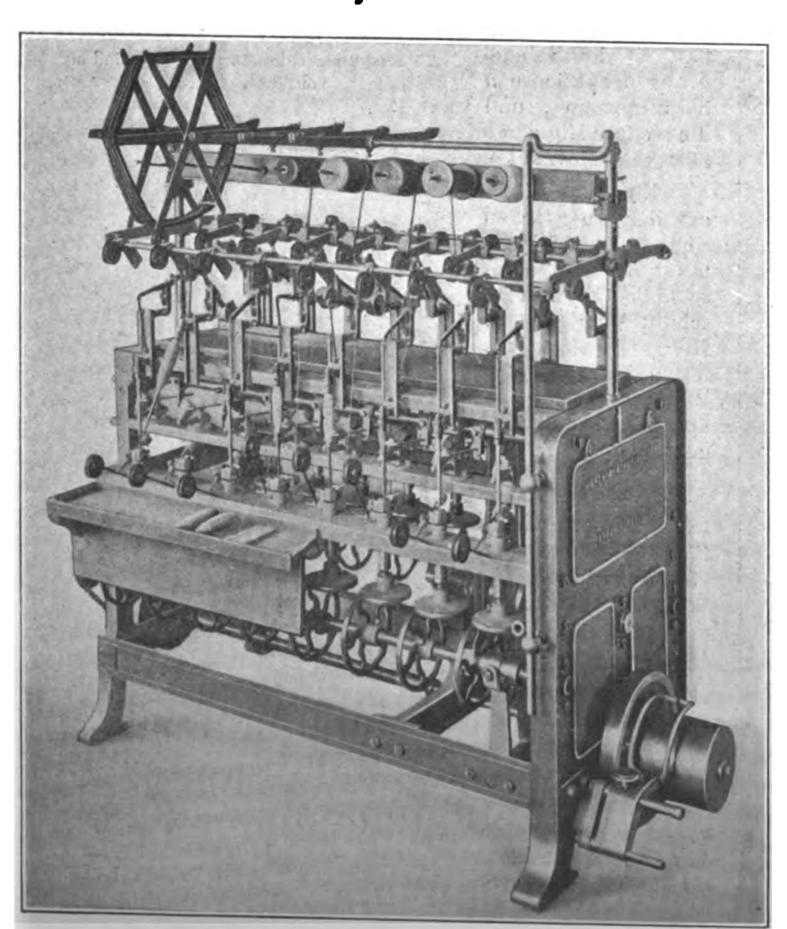
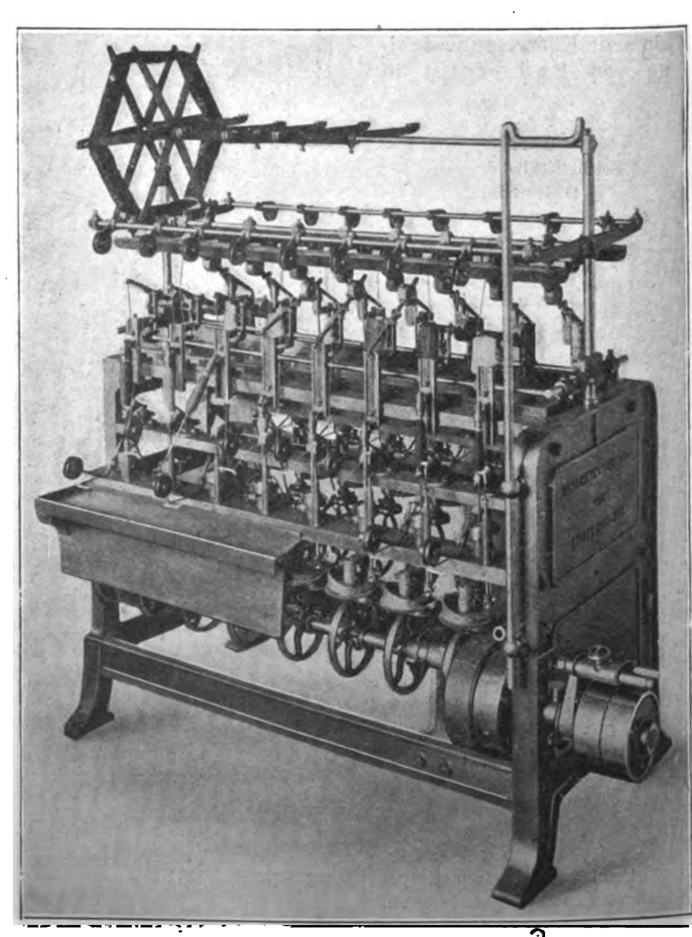


Fig. 124.



besondere Fadenleitung. Die Schaubilder lassen die durchgebildete saubere Bauart der Honeggerschen Spulmaschinen erkennen, die schon an früheren in Mailand wieder gezeigten Ausführungen beobachtet worden ist[1]).

Fig. 126.

Schwere Trichterspulmaschine von G. Hensemberger.

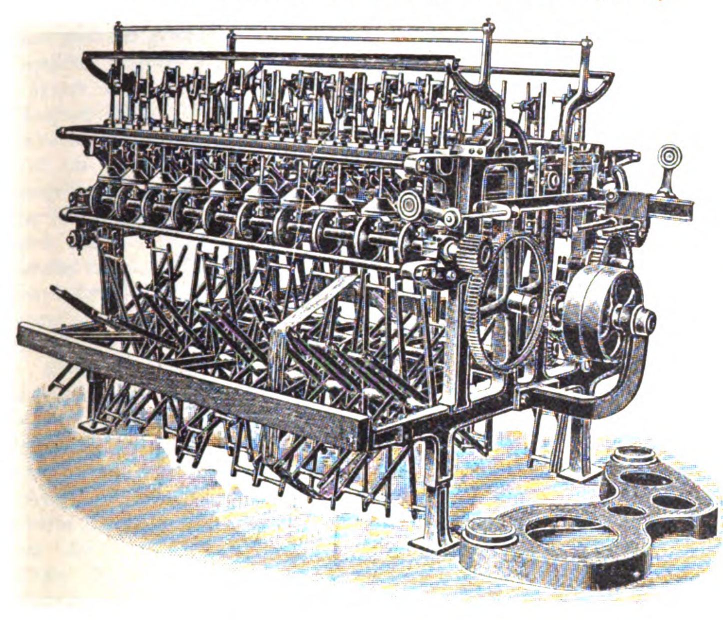
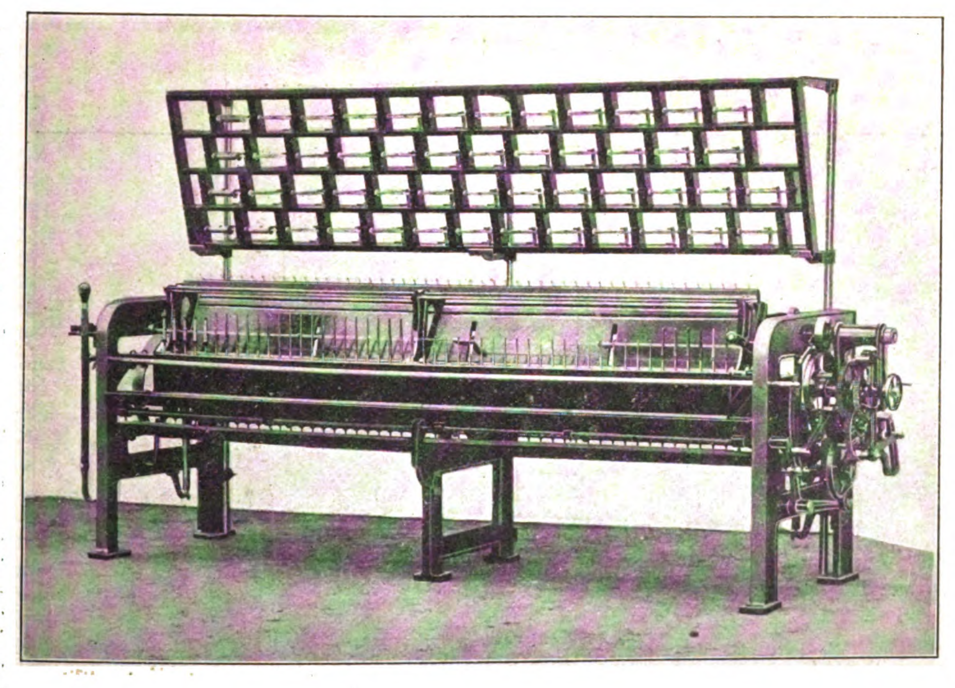


Fig. 125 veranschaulicht die Einrichtung, die von Ryo-Catteau in Roubaix bei seiner in Tourcoing ausgestellten Trichter-Spulmaschine angewandt ist, um trotz des veränderlichen (Kegel-) Windungsdurchmessers gleichbleibende Aufspulgeschwindigkeit zu erzielen. Es ist das durch wechselnde Umlaufgeschwindigkeit der Antriebtrommel erreicht, und zwar mittels zweier Riemenkegel KK_1, die zwischen dem Hauptantrieb A und dem für verschiedene Spulgeschwindigkeiten einstellbaren Antriebvorgelege z für die Spindeltrommel eingeschaltet sind.

Fig. 126 ist das Schaubild einer schweren Trichterspulmaschine italienischer Bauart von G. Hensemberger in Monza. Die für Flachsgarne u. dergl. bestimmte Maschine hat Spindelgewichtentlastung und Reibungsantrieb mit verschiebbarer Antriebwelle (daher das breitere Triebrad) für gleichbleibende Windungsgeschwindigkeit.

Fig. 127.

Seidenspulmaschine mit senkrechten Spindeln der Ateliers Diederichs.

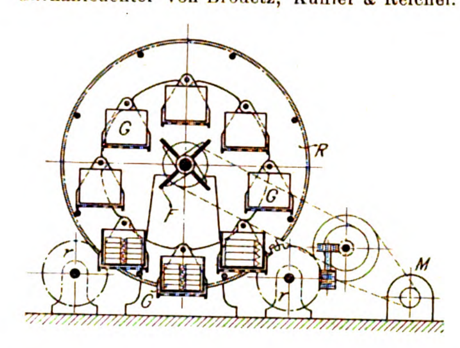


Die in Mailand von G. Hattersley & Sons in Keighley ausgestellten Trichterspulmaschinen sind an andrer Stelle[2]) besprochen, ebenso die von Schelling & Stäubli in Horgen daselbst vorgeführte Spulmaschine von J. Schärer-Nußbaumer in Erlenbach bei Zürich[1]).

In der Seidenweberei werden Spulmaschinen mit senkrechten Spindeln und vor der Spindelreihe bewegtem Aufwindedraht benutzt[2]). Fig. 127 zeigt eine solche Maschine der Ateliers Diederichs in Bourgoin, die in Mailand ausgestellt war. Sie arbeitet ebenfalls mit wechselnder Umlaufgeschwindigkeit der Spindel, um gleiche Spulgeschwindigkeit zu erzielen, wie aus dem in der Figur rechtsseitig dargestellten Triebwerk hervorgeht.

Fig. 128.

Garnanfeuchter von Brodetz, Kuffler & Reichel.



Als Schußvorbereitungsmaschine ist noch zu erwähnen die in Fig. 128 in einem Schnitt dargestellte Maschine zum Durchfeuchten von Garnen von der Baumwollspinnerei Brodetz, Kuffler & Reichel in Wien, die von J. Gideon auf der Reichenberger Ausstellung gezeigt wurde. Die Maschine[3]) hat den Zweck, die sonst durch das Lagern in feuchten Kellerräumen erreichte gleichmäßige Durchfeuchtung des Garnes in kurzer Zeit bei geringem Platzbedarf zu erzielen. Zu dem Zweck werden die aus der Spinnerei kommenden, mit Kötzern vollgelegten Körbe in Gestelle G gesetzt, die an einem umlaufenden Rad R hängen, in dessen Mitte sich ein die Luft nach außen durch die umlaufenden Körbe treibender Flügel F dreht. Die Maschine wird von dem Elektromotor M angetrieben. Das langsam umlaufende Rad R ist auf Rollen r gelagert, deren eine gleichzeitig das Mitnehmer-Zahnrad bildet. Die ausgestellte Maschine kann auf einmal 750 kg Garn fassen und beansprucht dabei nur 9 qm Grundfläche, während für die gleiche Garnmenge eine 10tägige Lagerung

[1]) Z. 1897 S. 713 m. Abb.

[2]) Textile Manuf. 1902 S. 122 und 1905 S. 55, beid. m. Abb.

[1]) D. R. P. Nr. 159447 und 167329; D. R. G. M. Nr. 219520, 229267 und 223942, beschrieben in Uhlands Technische Rundschau, Ausg. f. Textilindustrie, 1906 S. 74 m. Abb.

[2]) Vergl. Z. 1891 S. 101 m. Abb.

[3]) Ein Schaubild derselben findet sich in Oesterreichs Wollen- und Leinenindustrie, Reichenberg 1906 S. 1503.

auf etwa 160 qm Fläche erforderlich wäre. Die Durchfeuchtung in der Maschine ist dagegen in 5 bis 10 Stunden beendigt.

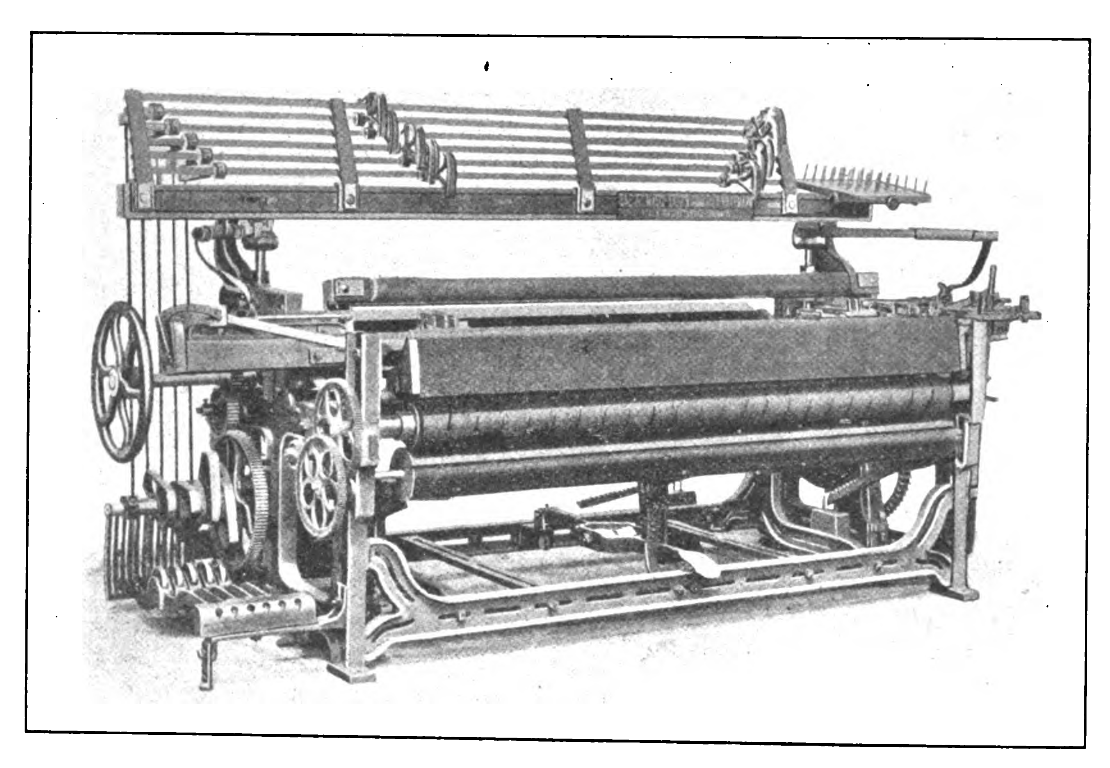
Mechanische Webstühle.

Auf den jüngsten Ausstellungen in Lüttich, Görlitz, Reichenberg, Forst, Tourcoing und Mailand waren mechanische Webstühle in großer Zahl zu sehen, zumeist im Betriebe. 120 Stühlen kommen noch einige mechanische Bandwebstühle in Betracht und daneben eine große Anzahl Schaftmaschinen und Jacquard-Maschinen, deren Anfertigung Sonderfabriken zufällt. An allen diesen Webstühlen waren meist Getriebe zu beobachten, deren Zweck die Erzielung einer größeren Sicherheit bei schnellerem Gang des Stuhles und damit die Steigerung der Arbeitsgeschwindigkeit ist.

Von der großen Anzahl der Webstühle waren nur 12

Fig. 129.

Einfacher Webstuhl der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann.



Von den insgesamt vorgeführten 120 Webstühlen bot die Mailänder Ausstellung die größte Zahl, nämlich 72; darauf folgt Reichenberg mit 26, dann Tourcoing mit 14 Webstühlen. Die übrigen Ausstellungen wiesen nur einzelne Stühle auf, und zwar meist große, schwere Stühle für Wollentuche. Von den 120 Stühlen waren überhaupt 23 für solche Tuche bestimmt, 35 waren schmale schnellaufende Stühle für Woll- und Baumwollstoffe, 32 für Seidenstoffe und 30 für ununterbrochenen Betrieb mit selbsttätiger Spulen- bezw. Schützenauswechslung. Unter den letzteren war das Northrop-System besonders vertreten, vor allem in Reichenberg. Außer den genannten deutschen Ursprunges. Jedoch waren die übrigen fast ebenso durchgebildet, wie denn die ausländischen Webstuhlfabriken ebenfalls an der Vervollkommnung des Webstuhles für eine vergrößerte Leistung arbeiten.

Wie schon früher bemerkt[1]), haben sich die großen deutschen Webstuhlfabriken in neuerer Zeit dem Bau von schnelllaufenden schmalen und einfachen Webstühlen in hohem Maße zugewandt, so daß der englische Webstuhlbau hier für die Lieferung des deutschen Bedarfes zurücktreten wird.

Fig. 129 zeigt einen von der **Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann** in

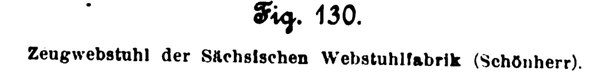
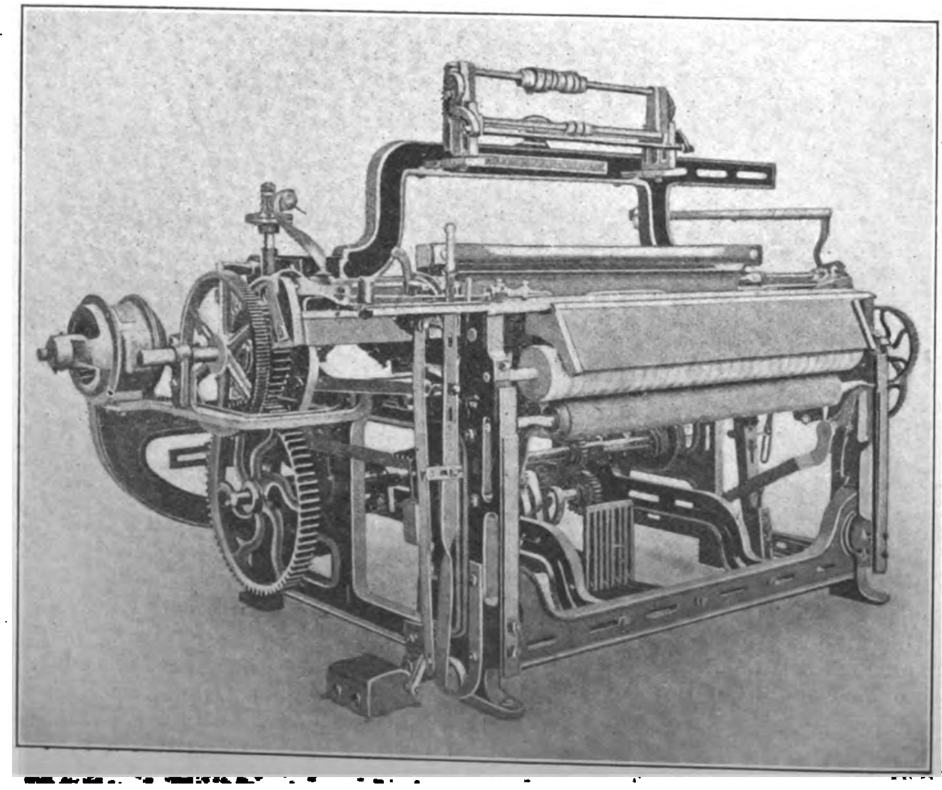


Fig. 130.

Zeugwebstuhl der Sächsischen Webstuhlfabrik (Schönherr).



[1]) Z. 1903 S. 1100.



Chemnitz gebauten, in Mailand vorgeführten **Webstuhl mit Oberschlag und glatter Lade**, sowie linksseitig angeordneter Exzenter-Trittmaschine. Dieser Webstuhl, den man nach der grundlegenden englischen Bauart auch als Hodgson-Stuhl bezeichnet, wird bis 170 cm Webbreite ausgeführt. Er dient zur Erzeugung leichterer Gewebe und arbeitet mit einer Geschwindigkeit von minutlich etwa 100 Schuß.

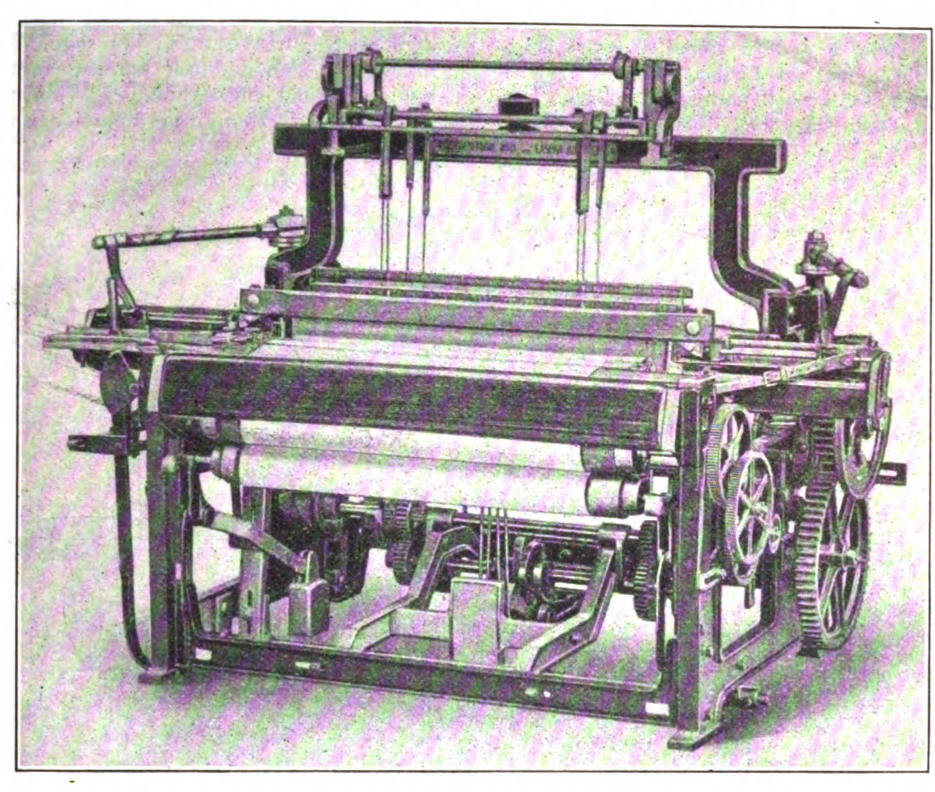


Fig. 131.

Zeugwebstuhl der Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger.

Einen deutschen sogenannten **Zeugwebstuhl**, der insbesondere für leichtere und mittelschwere Baumwollgewebe bestimmt ist, von der **Sächsischen Webstuhlfabrik** (Schönherr) in Chemnitz veranschaulicht Fig. 130. Der Stuhl hat elektrischen Einzelantrieb mit unmittelbar eingebautem Motor und Schaftbewegung mit sogen. Mitteltritt mit Gegenzugeinrichtung zum Fachschluß. Die Kurbelwelle läuft mit aufgezogenen Büchsen in ihren Lagern. Der Warenbaum besteht aus schmiedeisernem Rohr und ist mit gelochtem Rauhblech überzogen; er wird mittels 3facher Räderübersetzung angetrieben. Der Wickelbaum zeigt die übliche Anordnung mit Gewichthebelbelastung.

Einen ganz ähnlichen Stuhl schweizerischer Bauart der **Maschinenfabrik Rüti** veranschaulicht Fig. 131. Hierzu ist zu bemerken, daß Brust- und Streichbaum etwas niedriger als früher liegen, um auch die Bedienung des Stuhles durch kleinere oder schwächlichere Personen zu ermöglichen. Es ist dies eine Konstruktionsverbesserung, die auch bei andern Arten von mechanischen Webstühlen angewendet wird. Die Lagerung der Ladenfußwelle ist, wie neuerdings zumeist, verschiebbar, um der Lade im Augenblick des Vorschlagens diejenige Stellung zu geben, welche für die zu erzielende Gewebeverbindung am günstigten ist.

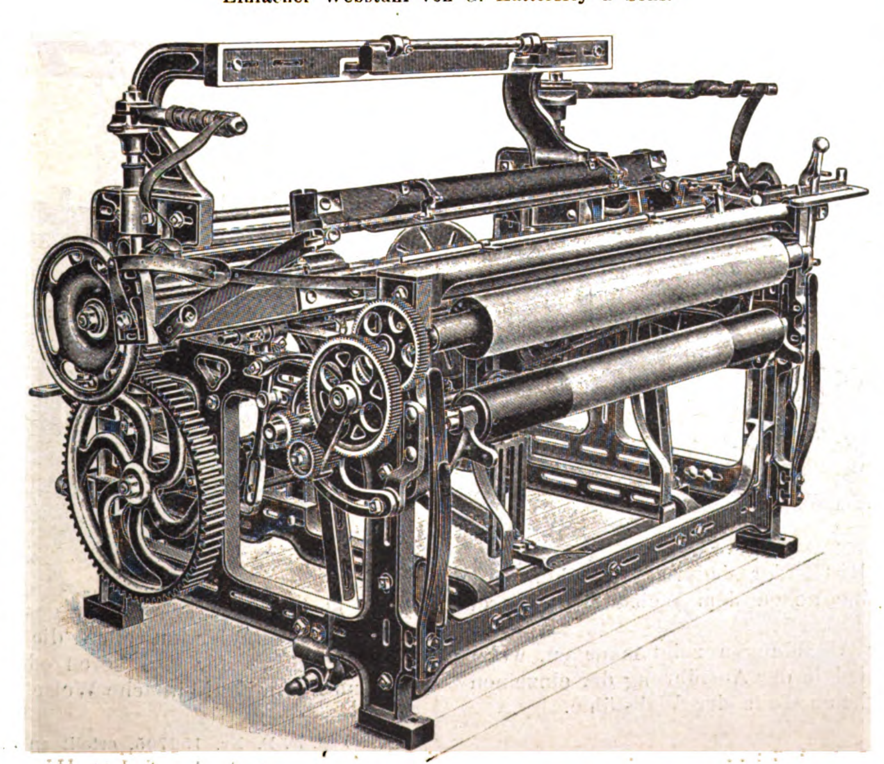


Fig. 132.

Einfacher Webstuhl von G. Hattersley & Sons.

Englische Webstühle nach der in Fig. 129 gezeigten Bauart von John Pilling & Sons in Colne, die in Mailand ausgestellt waren, sind anderwärts[1]) beschrieben und abgebildet. Diese Stühle sind mit dem **Bärschen Schützenfänger**[2]) und einem **Kettenfadenwächter von Blumer**[3]) versehen[4]). Ein einfacher, »Lancashire-loom« genannter Webstuhl schwerer Bauart mit Oberschlag, den **G. Hattersley & Sons**, Keighley, in Mailand ausgestellt hatten, ist in Fig. 132 veranschaulicht. Aus der Figur geht die kräftige Bauart aller Teile dieses Webstuhles hervor, der bei 1 m Blattbreite bis 240 Schuß in der Minute macht. Bei diesen einfachen Webstühlen macht man in England einen Unterschied zwischen dem Lancashire- und dem Yorkshire-loom, der sich auf besondere Konstruktionseigentümlichkeiten gründet. So ist die Schlagrolle bei jenem außerhalb, bei diesem dagegen innerhalb des Gestelles angeordnet; dagegen liegt bei jenem die Geschirrbewegung innerhalb, bei diesem außerhalb, und beim Lancashire-Stuhl sitzt der sogen. Sandbaum oder die Gewebeabzugwalze ganz knapp am Brustbaum, beim Yorkshire-Stuhl etwas unterhalb des Brustbaumes.

Um auch die von den italienischen Stuhlfabrikanten aufgenommene Bauart einfacher Stühle zu veranschaulichen, ist in Fig. 133 ein solcher **Oberschlagstuhl** schwerer Bauart von **G. Hensemberger** in Monza und in Fig. 134 ein **Stuhl mit Unterschlag** von demselben veranschaulicht. Als französischer einfacher Webstuhl mit Unterschlag, der für Seidenweberei allgemein in Anwendung kommt, ist in Fig. 135 ein in Mailand vorgeführter Stuhl der **Ateliers Diede-**

[1]) Uhlands Technische Rundschau, Ausg. f. Textilindustrie, 1905 S. 1 m. Abb.

[2]) Z. 1890 S. 204 m. Abb.

[3]) D. R. P. Nr. 173003, erteilt an F. Blumer in Enge bei Zürich.

[4]) Bezüglich des in Mailand ebenfalls vorgeführten einfachen Oberschlagwebstuhles von **G. Hodgson** in Bradford wird auf die Darstellung in dem beachtenswerten Werke von **L. Utz**: Die Praxis der mechanischen Weberei, Leipzig, O. Politzky, S. 15, verwiesen.

richs in Bourgoin mit rechtsseitiger Schaftbewegung durch Muster-Exzenterkette dargestellt. Fig. 136 zeigt dagegen einen einfachen Seidenwebstuhl von Hermann Schroers in Krefeld mit elektrischem Einzelantrieb, wobei der Motor am Webstuhlgestell zwischen 2 Federn gehalten wird, Fig. 137 einen gleichen Stuhl derselben Firma, aber mit rechts oberhalb liegender Schaftmaschine mit endloser Papiermusterkarte[1]). Fig. 138 zeigt einen solchen einfachen Seidenstuhl der Maschinenfabrik Rüti, der dadurch bemerkenswert ist, daß die Schaftmaschine neben dem Webstuhl ganz frei steht.

Der Vergleich dieser Abbildungen zeigt manchen, wenn auch geringeren Unterschied in der Ausführung der einzelnen immer notwendig vorhandenen Teile der Webstühle.

Fig. 133.

Oberschlagwebstuhl von G. Hensemberger.

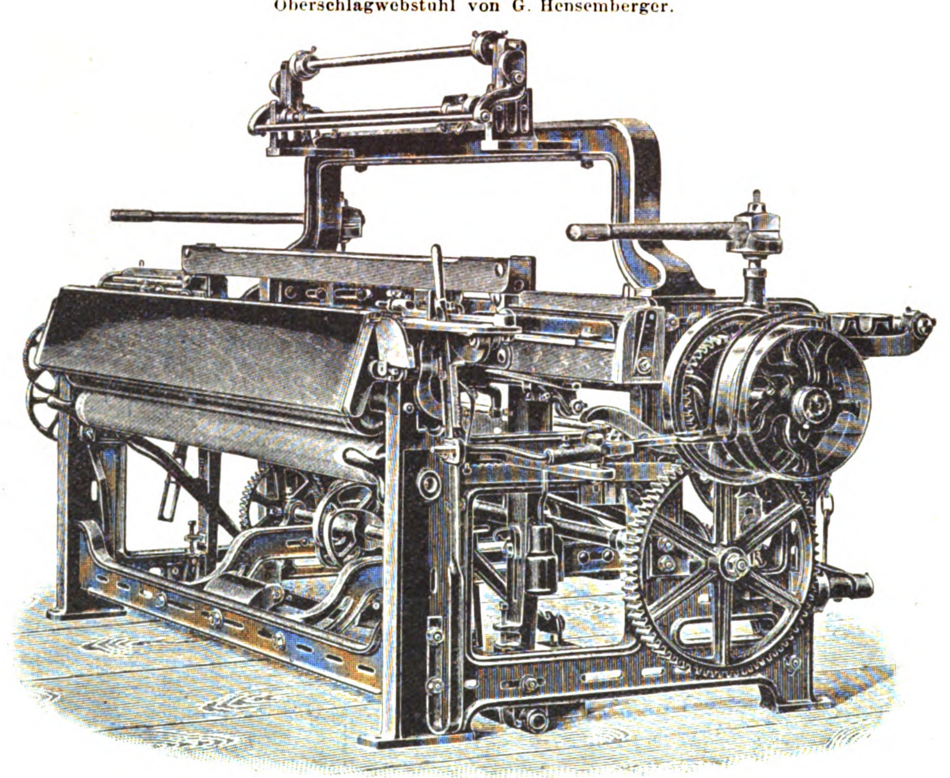


Fig. 134.

Unterschlagwebstuhl von G. Hensemberger.

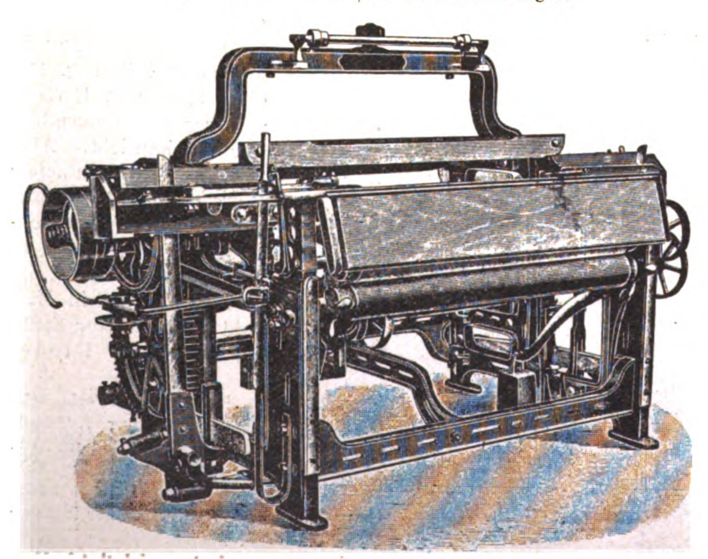
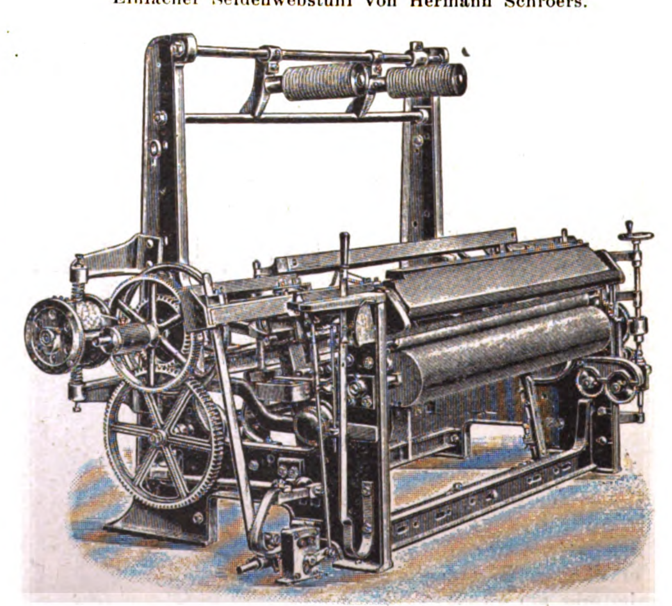


Fig. 136.

Einfacher Seidenwebstuhl von Hermann Schroers.



Bei Seidenwebstühlen ist auf die neue Ausgleichvorrichtung für die Bewegung der Gewebeaufwicklung[1]) zu verweisen, die von der Maschinenfabrik Rüti gebaut wird. Es ist dies eine wesentliche Verbesserung der bekannten Regulatoren[2]), ein sogen. Kompensationsregulator, der sich dadurch kennzeichnet, daß seine Schaltwirkung während der Arbeit des Webstuhles niemals ganz aufgehoben, sondern nur vermehrt oder vermindert wird. Damit wird also mehr oder weniger geschaltet, während die älteren Aufwindungsregler zuweilen die Schaltung ganz aussetzen. Das Verhältnis der geringeren oder größeren Schaltungen zueinander kann auf einfache Weise beliebig eingestellt werden.

[1]) beschrieben in Z. 1903 S. 1343 m. Abb.

[1]) D. R. P. Nr. 152705, erteilt an J. Leutert in Waiblingen.

[2]) Vergl. Z. 1891 S. 216 m. Abb.

Fig. 139 und 140 zeigen die neue Einrichtung in einer von der Darstellung in der Patentschrift etwas abweichenden Ausführung, während Fig. 141 ein Schaubild gibt. Der neue Regler eignet sich besonders für dünne Seidengewebe mit wenigen Schußlagen auf die Längeneinheit, bei welchen ein die Schaltung ganz aussetzender Regler Schußungleichheiten nicht ganz vermeidet. Nach Fig. 139 und 140 haben die beiden mit kleinen Rollen versehenen Stifte a und b abwechselnd den mit dem Schaltwerk in Verbindung stehenden Hebel c zu bewegen, wobei a kleine, b große Schaltung auszuführen hat. Durch einfaches Verstellen des Stiftes a kann das Schaltverhältnis geändert werden. Je höher der Stift a gestellt wird, um so kleiner wird die Schaltung, und umgekehrt. Der Stift a sitzt auf dem mit der Ladenstütze in Verbindung stehenden Hebel d verstellbar fest und macht durch Vermittlung der Lenkstange o die Vor- und Rückwärtsschwingungen der Lade beständig mit. Der Stift b wird

Fig. 135.

Einfacher Seidenwebstuhl der Ateliers Diederichs.

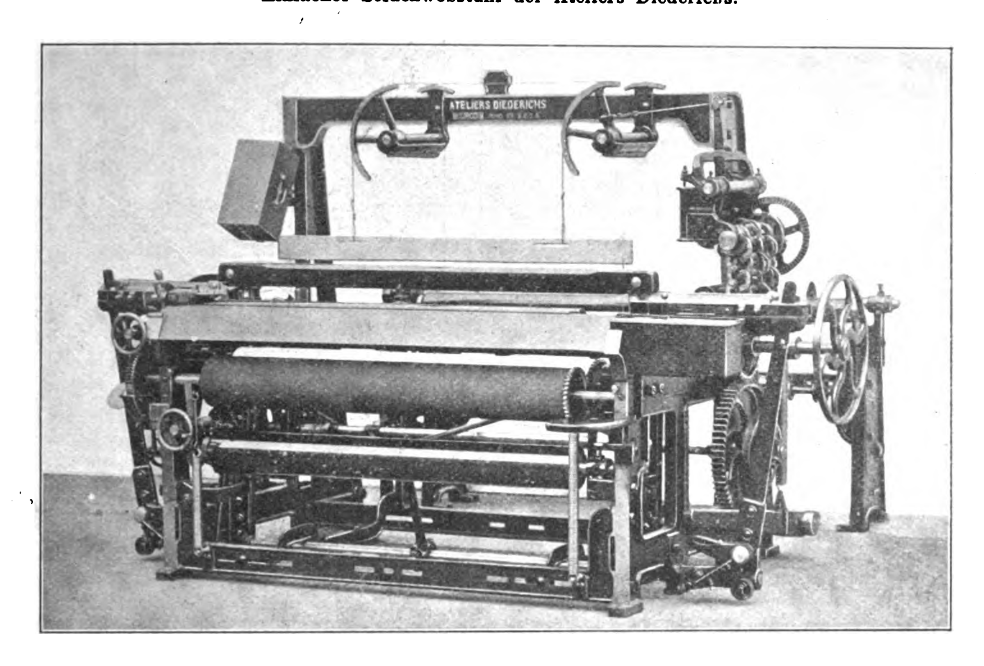


Fig. 137.

Seidenwebstuhl mit Schaftmaschine von Hermann Schroers.

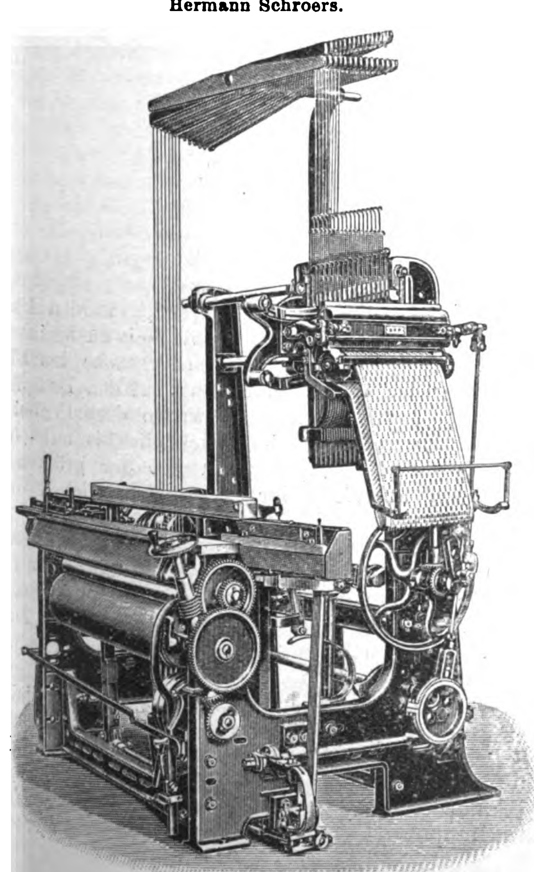
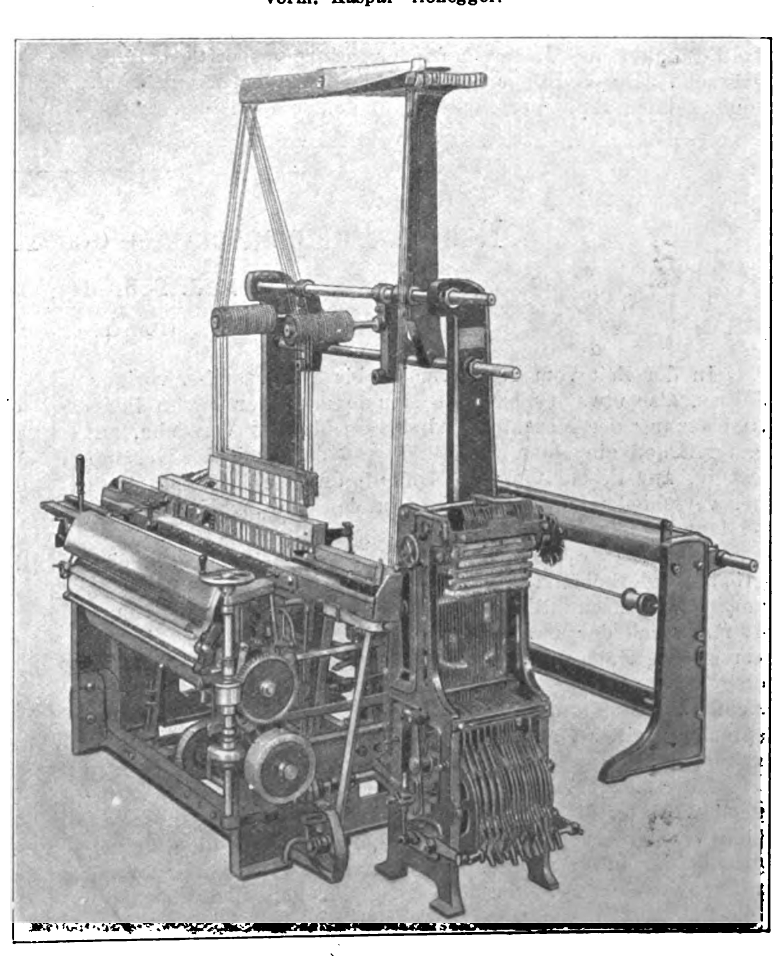


Fig. 138.

Seidenwebstuhl mit freistehender Schaftmaschine der Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger.



mit dem Hebel *d* in der Hinterstellung der Lade durch die Eingriffalle *e* verbunden, s. Fig. 140, wenn die Auslösvorrichtung *f* von dem Fühlerstifte *g* beim Blattanschlag unberührt geblieben ist. In diesem Falle kann der Taster *h* seine schwingende Bewegung gegen die Klinke *i* ungehindert ausführen, wobei die größere Schaltung durch den Stift *b* stattfindet. Wird dagegen die Auslösvorrichtung *f* vom Führerstift *g* berührt, so tritt die kleine und leichte Klinke *i* dem Taster *h* in den Weg. Dieser wird dadurch kurz vor der Hinterstellung der Lade festgelegt, und durch seine Verbindung mit dem durch eine Feder gebremsten Schieber *k* wird die Eingriffalle *e* ausgerückt; dann erfolgt die kleinere Schaltung durch den Stift *a*. Die Auslösvorrichtung *f* wird durch das Festhalten des Tasters *h* wieder in ihre gesperrte Stellung gebracht. Durch Höher- oder Tiefersetzen des ebenfalls mit einer kleinen Rolle versehenen, auf dem eigentlichen Schalthebel *l* befestigten Stiftes *m* kann die Schußzahl vergrößert oder vermindert werden[1]).

Fig. 139 und 140.

Leuterts Aufwinderegler für Seidenwebstühle.

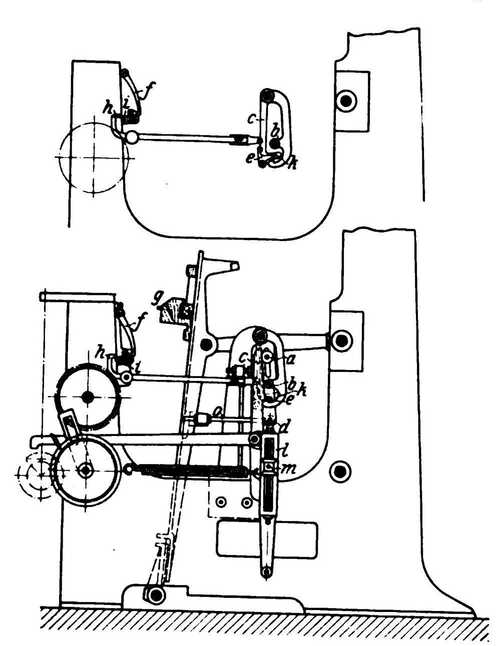
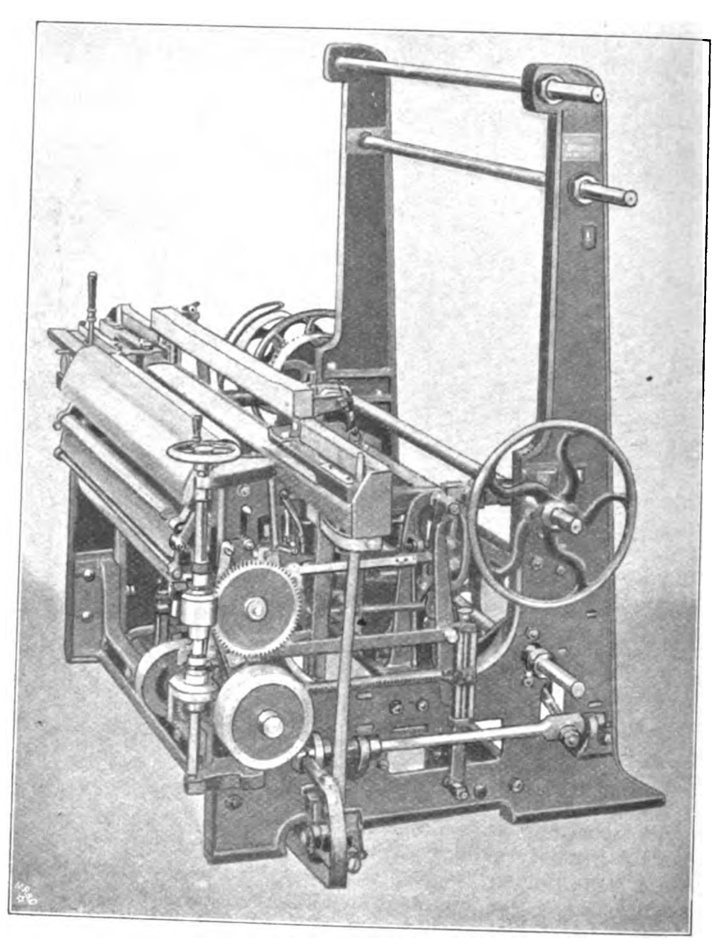


Fig. 141.

Seidenwebstuhl der Maschinenfabrik Rüti vorm. Kaspar Honegger mit Leuterts Aufwinderegler.



(Fortsetzung folgt.)

[1]) Vergl. auch die weitere Vervollkommnung, Zeitschr. f. Textilindustrie, Berlin 1907, S. 152 m. Abb.

Neuere Pumpmaschinen des Hamburger Wasserwerkes.

Von **Rud. Schröder**, Baurat in Hamburg.

(Fortsetzung von S. 994)

In der Zeit vom 28. November bis 12. Dezember vorigen Jahres, also etwa 10 bzw. 11 Monate nach der ersten Inbetriebsetzung der Maschinen, sind verschiedene Versuche, zuerst mit den einzelnen Maschinen und dann mit der Gesamtanlage, zur Feststellung des Dampf- und Kohlenverbrauches bei verschiedenen Ueberhitzungsgraden des Arbeitsdampfes, Umlaufzahlen und Förderhöhen vorgenommen worden.

Die für eine normale Druckhöhe von +55 m, d. h. eine größte Förderhöhe von rd. 52 m, gebauten Maschinen arbeiten zurzeit durchschnittlich mit einer solchen von nur etwa 43 m. Nach der bevorstehenden Umgestaltung der Wasserversorgung Hamburgs, auf die weiter unten noch etwas näher eingegangen werden soll, wird ihre Förderhöhe indes voraussichtlich schon von Anfang 1909 ab auf 64 bis 67 m, entsprechend einer Druckhöhe von +67 bezw. +70 m, erhöht werden.

Eine solche Vergrößerung der Förderhöhe bedingt naturgemäß, wenn die Maschinen nicht überlastet werden sollen, eine Verkleinerung ihrer Pumpenkolben, d. h. eine Verringerung der Fördermenge. Um nun darüber Klarheit zu gewinnen, welche größten Fördermengen von den Maschinen bei der gesteigerten Förderhöhe gepumpt werden können, ohne Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit zu beeinträchtigen, erschien es zweckmäßig, durch Versuche den Einfluß einer Steigerung der Maschinenleistung auf den Dampf- und Kohlenverbrauch festzustellen. Es wurde deshalb bei den oben erwähnten Versuchen die Druckhöhe bis auf +60 m erhöht, womit die Maschinen auch bei der größten Umlaufzahl noch mit ausreichender Sicherheit betrieben werden können.

Sämtliche Versuche, deren Ergebnisse in Zahlentafel 2 (S. 1180/81) aufgeführt sind, waren von achtstündiger Dauer und wurden im laufenden Betriebe vorgenommen. Die Druckhöhe im Haupt-Druckwindkessel wurde dabei durch Drosselung eines in der Druckleitung hinter letzterem befindlichen Schiebers gesteigert.

Bei den Versuchen Nr. 1 bis 5, die hauptsächlich zur Ermittlung des Dampfverbrauches der einzelnen Maschinen angestellt wurden, waren nur je eine Maschine und ein Kessel in Betrieb, bei den übrigen Versuchen beide Maschinen und zwei Kessel. Die mittlere Druckhöhe am Manometer des Hauptdruckwindkessels wurde bei den Versuchen

Nr. 1 bis 5, 8 und 9 auf + 55 m, beim Versuche Nr. 10 auf + 47,3 m und bei den übrigen Versuchen Nr. 6, 7 und 11 bis 13 auf + 60 m über Hamburger Null gehalten. Bei den Versuchen Nr. 1 bis 7 und 10 bis 13 arbeiteten die Maschinen mit der normalen Umlaufzahl von 40 in der Minute, bei den Versuchen Nr. 8 und 9 wurde die Umlaufzahl auf minutlich 45 erhöht.

An den Versuchstagen Nr. 1 bis 10 und 13 erhielt die Dampfspeisepumpe ihren Betriebsdampf aus einem der Versuchskessel; ihr Abdampf wurde wie im gewöhnlichen Betrieb in den Mischraum des Speisewasserreinigers geleitet. An den Versuchstagen Nr. 11 und 12, an denen unter der freundlichen Mitwirkung des Vereines für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg, dem die Stadtwasserkunst seit November v. J. als Mitglied angehört, gleichzeitig eingehende Untersuchungen der Kesselanlage vorgenommen wurden, entnahm die Dampfspeisepumpe dagegen ihren Dampf einem unabhängigen Kessel und puffte den Abdampf ins Freie aus.

Bei sämtlichen Versuchen wurde das Kondensat des Heizdampfes der Aufnehmer und der Niederdruckzylinder selbstverständlich nicht wie im gewöhnlichen Betrieb in den Mischraum des Speisewasserreinigers geleitet, sondern nach entsprechender Abkühlung getrennt gewogen und als in den Maschinen verbraucht verrechnet. Die Speisewassermenge wurde durch Wassermesser und Wägung bestimmt, wobei das Ergebnis der letzteren als das maßgebende benutzt wurde. Das Speisewasser wurde hierbei nach seinem Durchgang durch die Wassermesser und Auspuffvorwärmer der Maschinen in einen Ausgleichbehälter geleitet, von dem aus es in den Wägekasten und hierauf in den Speisewasserreiniger übertrat, dessen Vorratraum es von der Dampfspeisepumpe entnommen wurde. Chemikalien wurden während der Versuchzeiten dem Speisewasser im Reiniger nicht zugesetzt.

An den Versuchtagen Nr. 1 bis 10 wurden die Feuer nicht während der eigentlichen Versuchzeit, sondern etwa 1 Stunde vor deren Beginn abgeschlackt. Die während dieser 9 Stunden auf dem Roste gebildeten Schlacken — rd. 7 vH der während der 8 Versuchsstunden verfeuerten Kohlenmenge — wurden, da die Feuer bei Beginn und Ende der Versuche die gleiche Höhe hatten, als am Versuchende fehlende Kohlenschichthöhe berücksichtigt, und es wurde dementsprechend bei jedem Versuche zur gewogenen Kohlenmenge ein Zuschlag von 7 vH in die Rechnung eingeführt. An den letzten 3 Versuchtagen wurde dagegen 2 Stunden vor Beginn und Ende der Versuchzeit abgeschlackt, so daß bei gleicher Schichthöhe gleicher Zustand der Feuer beim Beginn und Ende vorhanden war.

Die verfeuerten Kohlen — englische Förderkohlen — entstammten bei allen Versuchen derselben Lieferung und bestanden, da die Kohlensorte sehr weich ist, zum größten Teil aus Grus. Ihr Heizwert an den Versuchtagen Nr. 11 und 12 wurde zu 7435 bezw. 7396 WE ermittelt.

Bei den Versuchen wurden die Feuer von einem und demselben Betriebsheizer bedient, mit Ausnahme der Versuche Nr. 8 und 10, bei welchen er durch einen andern Heizer abgelöst werden mußte, sowie des Versuches Nr. 12, bei dem ein Lehrheizer des oben genannten Vereines die Feuerführung übernahm.

Am Versuchstage Nr. 11 war die Rostlänge bei allen vier Feuern um einen halben und beim Versuche Nr. 12 um einen ganzen, lose eingelegten Stein gekürzt, um eine etwas schnellere Verbrennung zu erhalten.

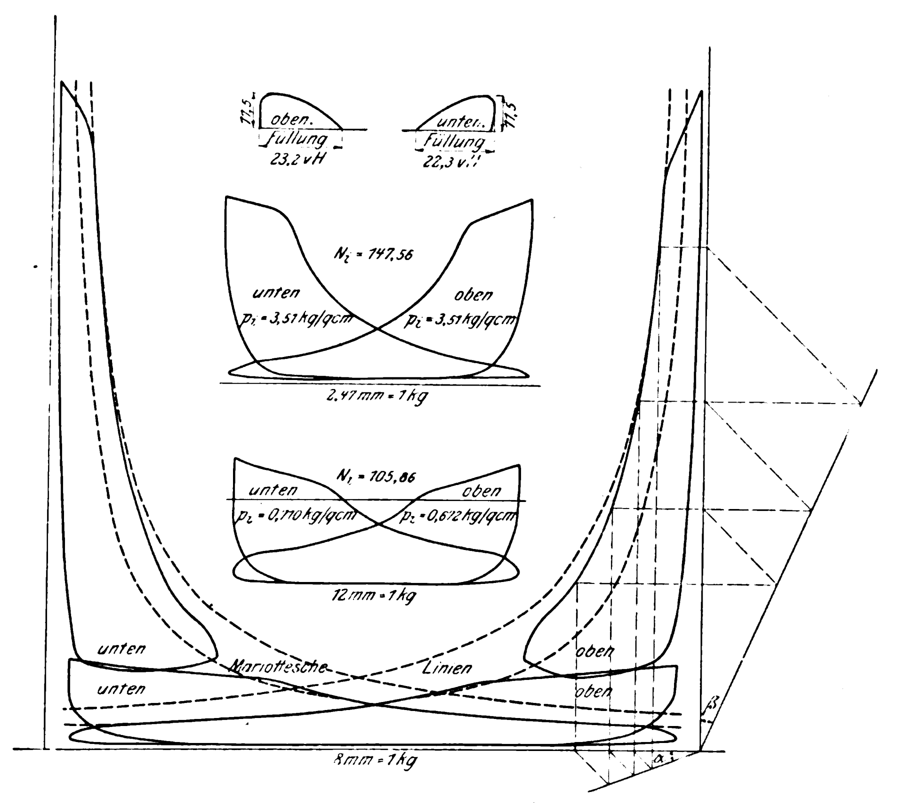
Der Kessel Nr. 1 war nach der letzten Reinigung seit dem 8. und der Kessel Nr. 2 seit dem 25. November in Betrieb; die Ueberhitzerrohre und der Rauchgasvorwärmer wurden am Tage vor dem Versuche Nr. 11 vom Ruß gereinigt.

Die Temperatur des jeder Maschine zugeführten überhitzten Dampfes wurde an einem in die zugehörige Dampfzuleitung etwa 3 m vor deren Anschluß an den unteren Steuerkasten des Hochdruckzylinders eingebauten, von G. A. Schultze, Berlin, gelieferten Thermometer mit optisch vergrößerter Skala vom Maschinistenstand aus abgelesen. Ebenso wurden die Dampftemperaturen in der Eintrittkammer des oberen Steuerkastens, beim Eintritt in den Aufnehmer und beim Austritt aus demselben, des Heizdampfes des letzteren beim Austritt aus den Heizschlangen und vor seiner Weiterverwendung zur Heizung der Deckel und des Mantels des Niederdruckzylinders, sowie die zwischen 90 und 100° schwankende Temperatur seines Kondensates in der Abflußleitung beim Eintritt in das Kesselhaus in halbstündigen Zwischenräumen gemessen.

Um aus den in Zahlentafel 2 aufgeführten Ergebnissen brauchbare Schlüsse über den Einfluß der bei den Versuchen zur Anwendung gelangten verschiedenen Temperaturen, Umlaufzahlen und Förderhöhen auf den Dampfverbrauch der Maschinen zu gewinnen, sind die Hauptergebnisse aus den in bezug auf Dampftemperatur, Umlaufzahl und Druckhöhe zusammengehörigen Versuchen zusammengezogen. Die erhaltenen Mittelwerte sind unter II, III und IV mit den Werten der übrigen Versuche in Zahlentafel 3 aufgeführt.

Fig. 51 bis 55.

Dampfdiagramme der Maschine V und Erhebungsdiagramme der Hochdruck-Einlaßventile.



Dampftemperatur = 335° C.

$tg\,\alpha = 0,368 \quad tg\,\beta = 0,416 \quad 1 + tg\,\beta = (1 + tg\,\alpha)^2 \quad k = 1,18$

Auf die PS_i-Stunde bezogen, berechnet sich hiernach für je 1° C Temperaturerhöhung eine Dampfersparnis:

bei einem Vergleich zwischen	I	und	II	0,014 kg	oder im Mittel 0,013 kg;
» » »	III	»	V	0,011 »	
» » »	III	»	VI	0,013 »	
» » »	V	»	VI	0,014 »	

für je 10 °C höhere Ueberhitzung betrug somit in den angegebenen Temperaturgrenzen die Dampfersparnis 0,13 kg für 1 PS_i-st. Ferner ergibt der Vergleich der Gruppen II, III und IV, daß bei nahezu gleich hohen Dampftemperaturen auch der Dampfverbrauch für 1 PS_i-st praktisch der gleiche war, einerlei ob die Maschinen mit 40 bezw. 45 Uml./min bei einer Druckhöhe von + 55 m oder mit 40 Uml./min bei

Zahlentafel 2. Ergebnisse von Dampf- und Kohlenverbrauchsversuchen

	Nummer des Versuches		1	2	3	4	5	6	7
1	Datum des Versuches	1906	28. Nov.	29. Nov.	30. Nov.	1. Dez.	3. Dez.	4. Dez.	5. Dez.
2	Dauer » »	st	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
3	Maschine in Betrieb	Nr.	V	V	VI	VI	V	V und VI	V und VI
4	Dampfüberdruck im Kessel	at	9,9	9,9	9,8	9,9	9,9	9,9	9,9
5	» » Aufnehmer	»	0,31	0,25	0,26	0,25	0,25	0,35 0,35	0,35 0,35
6	Unterdruck im Kondensator	»	0,96	0,95	0,93	0,95	0,94	0,95 0,95	0,94 0,94
7	Temperatur des Einspritzwassers	°C	7	7	9	7	7	7	5
8	Barometerstand zu Anfang des Versuches	mm Hg	760	757	747	750	753	749	747
9	» » Ende » »	»	762	757	748	755	748	757	743
10	Dampftemperatur am Ueberhitzer	°C	—	—	—	—	—	— —	— —
11	» vor der Maschine	»	325	344	340	337	351	358 345	349 337
12	» in der oberen Eintrittkammer des H.-D.-Zyl.	»	303	321	318	317	328	337 328	327 322
13	» beim Eintritt in den Aufnehmer	»	125	128	130	128	133	139 136	134 132
14	» » » » » Niederdruckzylinder	»	141	143	141	140	145	149 144	145 140
15	» » Austritt aus dem »	»	47	47	47	47	47	47 50	48 50
	Heizung des Aufnehmers und des Niederdruckzylinders.								
16	Ueberdruck des Heizdampfes	at	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5 3,5	3,5 3,5
17	Temperatur des Heizdampfes beim Austritt aus dem Aufnehmer	°C	147	147	147	147	147	147 147	147 147
18	Umlaufzahl der Maschine während des Versuches		19200	19200	19200	19200	19200	19200	19200
19	» » » in der Minute		40	40	40	40	40	40	40
20	theoretisch gepumpte Wassermenge der Maschine { für 1 Umlauf	cbm	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
21	{ während des Versuches	»	8832	8832	8832	8832	8832	8832	8832
22	Druckhöhe während des Versuches	+ m	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0	60,0	60,0
23	Wasserstand im Pumpbrunnen während des Versuches	»	3,79	3,82	3,92	3,89	3,87	3,60	3,67
24	Förderhöhe während des Versuches	m	51,21	51,18	51,08	51,11	51,13	56,40	56,33
25	theoretische Arbeitsleistung der Maschine während des Versuches	mt	452286,72	452021,76	451138,56	451403,52	451580,16	498124,80	497506,56
26	» » » » » » »	Pumpen-PS	209,4	209,3	208,9	209,0	209,1	230,6	230,3
27	Gesamtdampfverbrauch	kg	9000	8420	8453	8457	8320	18030	18360
28	Arbeitsleistung mit 1 kg Dampf	mt	50,25	53,68	53,37	53,38	54,28	55,25	54,19
29	Dampfverbrauch für 1 Pumpen-PS-st	kg	5,37	5,03	5,06	5,06	4,97	4,89	4,98
30	Wirkungsgrad der Pumpmaschine	$\frac{N_{th}}{N_i}$	0,903	0,912	0,908	0,913	0,919	0,923 0,918	0,921 0,919
31	Dampfverbrauch für 1 PSi-st, berechnet nach Reihe 29 und 30	kg	4,85	4,59	4,59	4,62	4,57	4,50	4,58
32	» » Heizung während des Versuchs	»	545	559	468	431	504	941	902
33	» » » in vH des Gesamtverbrauchs	vH	6,1	6,6	5,5	5,1	6,1	5,2	4,9
34	Temperatur des Speisewassers vor dem Auspuffvorwärmer	°C	9	9	9	10	9	9	9
35	» » » hinter dem Auspuffvorwärmer im Wägekasten	»	33	34	33	33	33	33	35
36	» » » im Mischraum des Wasserreinigers	»	—	—	52	55	58	48	51
37	» » » » Vorratraum des »	»	53	54	48	50	52	47	47
38	» » » beim Eintritt in den Rauchgasvorwärmer	»	47	48	42	43	45	41	41
39	» » » » Austritt aus dem »	»	95	109	105	101	100	90	90
40	Gesamtwärme in 1 kg Heißdampf, vor der Maschine gemessen ($c_p = 0{,}525$)	WE	736,8	746,7	744,5	743,1	750,4	754,1 747,3	749,4 743,1
41	Erzeugungswärme in 1 kg Heißdampf, vor der Maschine gemessen	»	703,8	712,7	711,5	710,1	717,4	721,1 714,3	714,4 708,1
42	Wärmeverbrauch der Pumpmaschine für 1 Pumpen-PS-st	»	3779	3585	3600	3593	3565	3509	3542
43	desgleichen bei Wiedergewinnung des Kondensationswassers aus der Heizung	»	3759	3565	3583	3578	3547	3494	3527
44	Kohlen verfeuert während des Versuches	kg	1070	996	1070	1006	987	2247	2194
45	theoretische Arbeitsleistung mit 1 kg Kohle	mt	422,70	453,84	421,60	448,78	457,53	443,37	453,52
46	Kohlenverbrauch für 1 Pumpen-PS-st	kg	0,639	0,595	0,640	0,602	0,590	0,609	0,595
47	Kessel in Betrieb	Nr.	1	1	1	1	1	1 und 2	1 und 2
48	Rostfläche in Betrieb	qm	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	3,6	3,6
49	Kesselheizfläche in Betrieb	»	72,5	72,5	72,5	72,5	72,5	145	145
50	Ueberhitzerheizfläche in Betrieb	»	71,0	71,0	71,0	71,0	71,0	142	142
51	Rauchgasvorwärmer-Heizfläche in Betrieb	»	120	120	120	120	120	120	120
52	Kohlen verfeuert auf 1 qm Rostfläche und Stunde	kg	74,3	69,2	74,3	70,0	68,5	78,0	76,2
53	» » » » » Kesselheizfläche und Stunde	»	1,84	1,72	1,84	1,73	1,70	1,94	1,89
54	Wasser verdampft » » » » » »	»	15,52	14,52	14,57	14,58	14,34	15,54	15,83

Zahlentafel 3.

Versuchsgruppe		I	II	III	IV	V	VI
Nr. der Versuche		1	Mittel aus 2, 3, 4, 5	Mittel aus 6, 7, 11	Mittel aus 8 und 9	12	13
mittlere Dampftemperatur	°C	325	343	347	344	332	296
minutliche Umlaufzahl		40	40	40	45	40	40
Druckhöhe	+ m	55	55	60	55	60	60
Dampfverbrauch für 1 Pumpen-PS-st	kg	5,37	5,03	4,93	5,04	5,08	5,63
Wirkungsgrad der Pumpmaschinen		0,903	0,913	0,921	0,905	0,925	0,923
Dampfverbrauch für 1 PSi-st	kg	4,85	4,59	4,54	4,56	4,70	5,20

mit den Maschinen V und VI. 1906.

8	9	10	11	12	13
6. Dez.	7. Dez.	8. Dez.	10. Dez.	11. Dez.	12. Dez.
8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
V und VI	V und VI	V und VI	V und VI	V und VI	V und VI
9,9	9,9	9,9	9,8	9,9	9,7
0,26 / 0,26	0,25 / 0,25	0,10 / 0,10	0,35 / 0,35	0,35 / 0,35	0,45 / 0,45
0,95 / 0,95	0,97 / 0,97	0,97 / 0,97	0,94 / 0,95	0,95 / 0,95	0,95 / 0,95
5	4	8	2	2	1
748	769	765	745	745	754
756	771	759	746	752	748
			Kessel 1 / Kessel 2	Kessel 1 / Kessel 2	
— / —	— / —	— / —	374 / 353	367 / 343	— / —
350 / 337	350 / 338	349 / 336	350 / 342	335 / 329	303 / 289
328 / 323	329 / 326	322 / 320	328 / 328	316 / 315	284 / 279
124 / 130	132 / 130	125 / 123	135 / 133	130 / 128	123 / 118
143 / 137	145 / 138	142 / 136	147 / 139	143 / 136	136 / 130
47 / 50	47 / 50	45 / 44	46 / 45	46 / 45	47 / 46
3,5 / 3,5	3,5 / 3,6	3,5 / 3,5	3,5 / 3,5	3,5 / 3,5	3,5 / 3,5
147 / 147	147 / 147	147 / 147	147 / 147	147 / 147	147 / 147
21600	21600	19200	19200	19200	19200
45	45	40	40	40	40
0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
9936	9936	8832	8832	8832	8832
55,0	55,0	47,3	60,0	60,0	60,0
4,08	4,06	4,04	3,92	3,84	3,82
50,92	50,94	43,26	56,08	56,16	56,18
505941,12	506139,84	382072,32	495298,56	496005,12	496181,76
234,2	234,3	176,9	229,3	229,6	229,7
18990	18816	14610	18086	18659	20687
53,29	53,80	52,30	54,77	53,17	47,97
5,07	5,02	5,16	4,93	5,08	5,63
0,903 / 0,907	0,906 / 0,904	0,899 / 0,901	0,918 / 0,926	0,923 / 0,927	0,923 / 0,923
4,59	4,54	4,64	4,55	4,70	5,20
942	975	958	928	900	924
5,0	5,2	6,6	5,1	4,8	4,5
8	8	7	6	6	5
35	34	34	33	34	34
51	51	52	—	—	50
47	47	47	—	—	46
41	41	40	32	31	39
89	90	99	85	83	89
749,9 / 743,1	749,9 / 743,6	749,4 / 742,5	749,8 / 745,6	742,0 / 738,9	725,0 / 717,6
714,9 / 708,1	715,9 / 709,6	715,4 / 708,5	716,8 / 712,6	708,0 / 704,9	691,0 / 683,6
3607	3578	3674	3523	3589	3869
3592	3562	3654	3508	3574	3854
2416	2255	1830	2173	2243	2500
418,83	448,90	417,57	455,87	442,27	396,95
0,645	0,601	0,647	0,592	0,610	0,680
1 und 2	1 und 2	1 und 2	1 und 2	1 und 2	1 und 2
3,6	3,6	3,6	3,16	2,78	3,6
145	145	145	145	145	145
142	142	142	142	142	112
120	120	120	120	120	120
83,9	78,3	63,5	86,0	101,0	86,8
2,08	1,94	1,58	1,87	1,93	2,15
16,37	16,22	12,59	15,59	16,09	17,83

einer Druckhöhe von + 60 m arbeiteten, sowie daß der Dampfverbrauch für die theoretische Pumpenpferdestärke und Stunde lediglich durch den mechanischen Wirkungsgrad beeinflußt wurde, der bei der größten Druckhöhe von + 60 m und 40 Uml./min naturgemäß der günstigste war.

Legt man den beim Versuche Nr. 11 in Zahlentafel 2 für die theoretische Pumpenpferdestärke und Stunde erhaltenen Dampfverbrauch, der genau mit dem für die Gruppe III in Zahlentafel 3 berechneten Mittelwerte 4,93 kg übereinstimmt, zugrunde, so ergibt sich bei der vorhanden gewesenen Dampftemperatur von im Mittel 346 °C ein Wärmeverbrauch der Pumpmaschinen von 3523 WE und bei Rückrechnung der im gewöhnlichen Betriebe wieder nutzbar gemachten Wärme des Heizdampfkondensates ein solcher von 3508 WE pro Pumpen-PS-st. Mit 1 kg Heißdampf wurden hierbei 54,77 mt und mit 1 kg Kohle 455,87 mt theoretische Pumpenarbeit geleistet, ein Ergebnis, das in Anbetracht der verhältnismäßig kleinen Maschinenleistungen von rd. 230 Pumpen-PS und der geringen Kolbengeschwindigkeit von nur 1,47 m als außerordentlich günstig bezeichnet werden kann und auch bei größeren Dampfpumpwerken, soweit bekannt, bisher nirgendwo erreicht worden ist.

In Fig. 51 bis 55 sind Dampfdiagramme der Maschine V bei 60 m Druckhöhe sowie an der Maschine abgenommene Erhebungsdiagramme der Hochdruck-Einlaßventile dargestellt. Das rankinisierte Diagramm zeigt die gute Wirkungsweise der zwangläufigen Steuerung sowie die Dichtigkeit der Abschlußorgane.

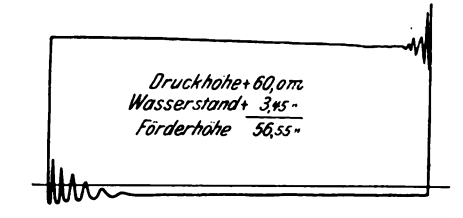
Durch Verkleinerung der Füllung im Niederdruckzylinder hätte die Verteilung der Arbeit auf die beiden Zylinder noch etwas besser ausgeglichen werden können. Da die Einlaßexzenter der Niederdruckzylinder nicht wie die übrigen Exzenter mit verstellbaren Zahnkeilen versehen sind, mußte diese Füllungsverkleinerung bis zur nächsten gründlichen Revision der Maschinen verschoben werden. Sie ist inzwischen mit dem Erfolg ausgeführt worden, daß der Unterschied zwischen der Arbeitsleistung von Hoch- und Niederdruckseite auf 6 vH der Gesamtleistung verringert worden ist.

Fig. 56 zeigt ein zugehöriges Pumpendiagramm.

Sämtliche Diagramme sind mit den neuen Maihak-Indikatoren mit außen liegender Feder aufgenommen.

Fig. 56.

Pumpendiagramm der Maschine V.



Es dürfte an dieser Stelle angebracht sein, noch kurz die Ergebnisse von vergleichenden Versuchen anzuführen, die im Anschluß an die vorbeschriebenen Versuche vorgenommen worden sind und den Zweck hatten, den durch die angewandte Zwischenüberhitzung des Dampfes im Aufnehmer in Verbindung mit der Heizung des Niederdruckzylinders erreichten wirtschaftlichen Vorteil zu ermitteln.

Diese Versuchsergebnisse sind in Zahlentafel 4 aufgeführt.

Zahlentafel 4.

		Aufnehmer und Niederdruckzylinder nicht geheizt	Aufnehmer und Niederdruckzylinder geheizt
Datum des Versuches	1906	28. Dez.	29. Dez.
Dauer » »	st	8	8
Maschinen im Betrieb	Nr.	V und VI	V und VI
Uml./min		40	40
Dampfüberdruck in den Kesseln	at	9,9	9,9
Unterdruck im Kondensator	»	0,95 / 0,96	0,96 / 0,96
Dampftemperatur vor der Maschine	°C	352 / 341	351 / 339
Druckhöhe	+ m	47,05	47,15
Wasserstand im Pumpbrunnen	»	3,83	3,79
Förderhöhe	m	43,22	43,36
Arbeitleistung mit 1 kg Dampf	mt	51,31	52,82
Dampfverbrauch für 1 Pumpen-PS-st	kg	5,26	5,11
Wirkungsgrad der Pumpmaschinen		0,890 / 0,893	0,903 / 0,898
Wärmeverbrauch der Pumpmaschinen für 1 Pumpen-PS-st	WE	3752	3630
desgl. bei Wiedergewinnung der im Heizdampfkondensat (6,5 vH des Gesamtdampfverbrauches) enthaltenen Wärme	»	—	3610

Die durch Heizung des Aufnehmers mit hochüberhitztem, auf 3,5 at Spannung gedrosseltem Dampf in Verbindung mit der Heizung des Niederdruckzylinders erzielte Wärmeersparnis betrug somit rd. 3,8 vH, welche Zahl sich vollkommen mit den auf rd. 4 vH festgestellten Kohlenersparnissen deckt, die im laufenden Betrieb wiederholt bei ähnlichen Vergleichsversuchen von 24 stündiger Dauer eingetreten sind.

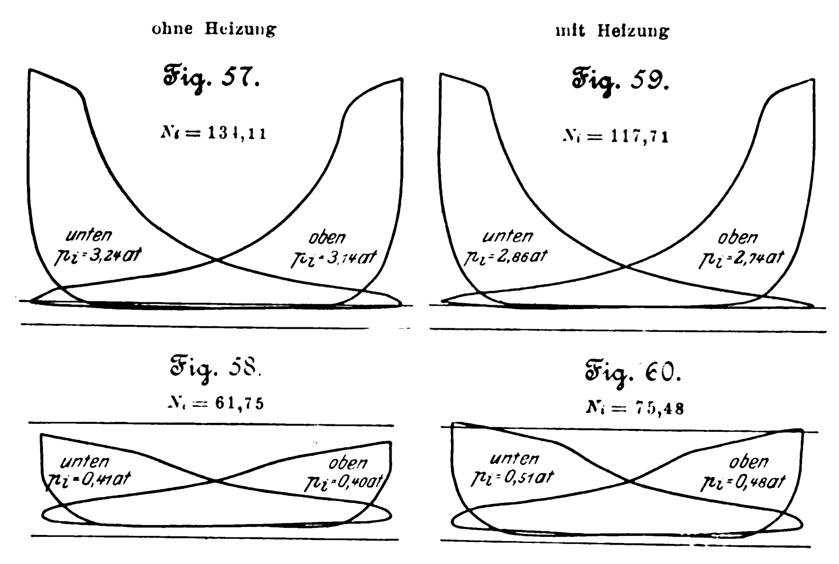
Die Zweckmäßigkeit der bei den Maschinen zur Anwendung gelangten Art der Zwischenüberhitzung und Heizung ist hierdurch nachgewiesen; die Vorteile, die sich aus ihr durch die bessere Arbeitsverteilung auf beide Zylinder ergeben, sind aus den ohne bezw. mit Heizung des Aufnehmers und des Niederdruckzylinders aufgenommenen Dampfdiagrammen, Fig. 57 bis 60, erkenntlich.

Nach der vorgenommenen Verkleinerung der Füllung des Niederdruckzylinders ist, wie erwähnt, der Ausgleich noch erheblich besser geworden.

Bevor auf die Ergebnisse der an den Versuchtagen Nr. 11 und 12 gleichzeitig vorgenommenen Untersuchungen der Kesselanlage näher eingegangen wird, möge zur Vervollständigung des Gesamtbildes mit wenigen Worten noch der an diesen Tagen festgestellten Temperaturverluste in den Dampfleitungen der Maschinen gedacht werden.

In Anbetracht der örtlichen Verhältnisse ist anzunehmen, daß bei den Versuchen mit 2 Maschinen und 2 Kesseln, obgleich die Dampfzuleitungen beider Maschinen im Kesselhause durch die gemeinschaftliche Haupt-Sammelleitung miteinander in Verbindung stehen (s. Fig. 45 bis 50), der neben dem Rauchgas-Speisewasservorwärmer liegende Kessel 1 der Maschine V und der Kessel 2 der Maschine VI den Betriebsdampf lieferte. Unter dieser Voraussetzung betrug die Länge der Dampfleitungen zwischen dem Thermometer am Heißdampf-Sammelstücke des Ueberhitzers des zugehörigen Kessels und dem Thermometer vor der Maschine für die Maschine V rd. 22 m und für die Maschine VI rd. 19 m, wobei sich in der Leitung der Maschine V zwei und in derjenigen der Maschine VI ein Wasserabscheider befanden, deren Kondensationswasserableiter während der Versuche abgeflanscht waren.

Dampfdiagramme des Aufnehmers und des Niederdruckzylinders.



Mit diesen Leitungslängen und den gemessenen Temperaturunterschieden an den Thermometern der Ueberhitzer und Maschinen ergibt sich einschließlich der Ausstrahlung der Wasserabscheider ein Temperaturgefälle auf 1 m Länge

für die Leitung der Maschine V von 1,27° C und
» » » » » VI » 0,66° C.

Das für die Leitung der Maschine V festgestellte größere Temperaturgefälle muß auf die der Abkühlung mehr ausgesetzte Lage dieser Leitung und auf das Vorhandensein eines zweiten Wasserabscheiders zurückgeführt werden, da sämtliche Thermometer wie auch die übrigen Meßgeräte im Anschluß an die Versuche nachgeprüft und die Versuchsablesungen dementsprechend richtig gestellt worden sind.

Zu den in Zahlentafel 5 aufgeführten Ergebnissen der Untersuchung der Kesselanlage ist erläuternd zu bemerken, daß an den beiden Versuchtagen Nr. 11 und 12 die sämtlichen für die Kesselanlage in Betracht kommenden Temperaturen des überhitzten Dampfes beim Austritt aus den Heißdampf-Sammelstücken, des Speisewassers vor und hinter dem Rauchgasvorwärmer und des Mantelkondensates alle 10 Minuten, diejenigen der Rauchgase sowie die Zugstärken alle 4 Minuten gemessen und die Rauchgasanalysen an den verschiedenen Stellen in gleich kurzen Zwischenräumen — auch während der Zeiten, in denen die Feuer abgeschlackt wurden — vorgenommen wurden.

Da sich die Einführstelle der Pyrometer für die Messung der Rauchgastemperaturen vor und hinter dem Ueberhitzer der örtlichen Verhältnisse halber etwa 200 mm oberhalb des tiefsten Punktes der Rohrschlange in der Mitte der betreffenden Ueberhitzerkammern befand, an welchen Stellen auch die zugehörigen Rauchgasproben entnommen wurden, werden die wirklichen Temperaturen vor bezw. hinter dem Ueberhitzer etwas höher bezw. etwas niedriger gewesen sein als die in der Zahlentafel angegebenen.

Zu erwähnen ist ferner noch, daß der beim Versuche Nr. 11 vor dem Ueberhitzer und am Ende des Kessels 2 ermittelte geringere Kohlensäuregehalt der Rauchgase auf eine erst kurz vor Ende dieses Versuches aufgefundene, versteckt gelegene Undichtigkeit zwischen der Feuerbrücke und der darunter befindlichen Vorsetzplatte im linken Flammrohre dieses Kessels zurückzuführen ist. Nach Beseitigung dieser Undichtigkeit waren die betreffenden Zahlen, wie aus Versuch Nr. 12 hervorgeht, auch bei diesem Kessel normal.

Desgleichen ist der Umstand, daß die Rauchgastemperaturen beim Kessel Nr. 1 hinter dem Ueberhitzer etwas niedriger waren als am Kesselende, darauf zurückzuführen, daß die Regulierklappe des Ueberhitzers nicht dicht genug abschloß, so daß ein Teil der aus den Flammrohren kommenden Rauchgase unmittelbar in den Seitenzug übertreten konnte.

Die Erzeugungswärme des überhitzten Dampfes ist nach den in Heft 35 und 36 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« 1906 und Z. 1907 S. 81 u. f. veröffentlichten Untersuchungen von Osc. Knoblauch und Max Jacob über die Abhängigkeit der spezifischen Wärme c_p des Wasserdampfes von Druck und Temperatur mit einem mittleren c_p von 0,525 berechnet worden. Der Dampf ist beim Eintritt in die Ueberhitzer als trocken gesättigt angenommen.

Aus den in der Zahlentafel 5 aufgeführten Wärmebilanzen geht hervor, daß von der verfügbar gewesenen Wärme an den Versuchtagen Nr. 11 und 12 nutzbar gemacht wurden:

in den Kesseln und in den Ueberhitzern	75,2 bezw.	75,3 vH
im Vorwärmer	6,2 »	6,0 »
in der gesamten Anlage also	81,4 »	81,3 ».

Die Wärmeausnutzung war also an den beiden Versuchtagen Nr. 11 und 12 die gleiche; dennoch war der Kohlenverbrauch der Maschinen, obwohl ihre Leistung an beiden Tagen die gleiche war, beim Versuch Nr. 11 um rd. 3 vH niedriger als beim Versuch Nr. 12, was auf den höheren Dampfverbrauch am letzteren Tage zurückzuführen ist, an dem eine so hohe Temperatur des überhitzten Dampfes wie am Vortage nicht erreicht wurde.

Wie die eingangs beschriebene, von A. Borsig gelieferte neue Maschine IV, so sind auch die beiden von der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. (vormals W. Schmidt & Co.) gelieferten neuen Maschinen V und VI nach den Vorschriften und Zeichnungen der Stadtwasserkunst in mustergültiger Weise ausgeführt worden.

Die wirtschaftliche Ueberlegenheit der beiden zuletzt genannten Maschinen über die zurzeit sonst noch im Pumpwerk



Zahlentafel 5.

Ergebnisse von Verdampfungsversuchen an den Kesseln 1 und 2 der Maschinen V und VI. 1906.

Heizfläche, Kessel (wasserberührt) je 72,5 = 145 qm — Rostfläche (Kessel) je 1,58 = 3,16 qm bei Versuch 11
» Ueberhitzer . . . . » 71,0 = 142 » — » » » 1,39 = 2,78 » » » 12

Verhältnis von Rostfläche zu Heizfläche 1 : 46 bei Versuch 11
» » » » » 1 : 52 » » 12.

			Feuerbedienung durch einen Betriebsheizer		Feuerbedienung durch einen Lehrheizer	
	Nummer des Versuches		11		12	
	Datum	1906	10. Dezember		11. Dezember	
	Dauer	st	8,0		8,0	
1	Kessel in Betrieb	Nr.	1 und 2		1 und 2	
2	Brennstoff		engl. Förderkohle Durham		Washington	
3	verheizt im ganzen	kg	2173		2243	
4	» in der Stunde	»	272		280	
5	» » » auf 1 qm Rostfläche	»	86		101	
6	verheizt in der Stunde auf 1 qm Heizfläche	»	1,88		1,93	
7	Rückstände: im ganzen	»	183		175	
8	in vH des verheizten Brennstoffes	vH	8,42		7,80	
9	Verbrennliches (Kohlenstoff) in denselben	»	24,6		24,2	
10	Speisewasser: verdampft im ganzen	kg	18 086		18 659	
11	verdampft in der Stunde	»	2 261		2 332	
12	» » » » auf 1 qm Heizfläche	»	15,6		16,1	
13	Temperatur vor dem Rauchgasvorwärmer	°C	30		30	
14	Temperatur hinter dem Rauchgasvorwärmer	»	85		83	
15	Dampf: Ueberdruck	at	9,8		9,9	
16	Temperatur des gesättigten Dampfes	°C	182		183	
17	Temperatur hinter dem Ueberhitzer	»	374	353	367	343
18	Erzeugungswärme im Kessel	WE	577		579	
19	» » Ueberhitzer ($c_p = 0,525$)	»	95,1		90,5	
20	Erzeugungswärme zusammen	»	672,1		669,5	
	Heizgase in der Ueberhitzer-Eintrittkammer:					
21	Kohlensäuregehalt	vH	12,4	10,5	12,3	12,8
22	Sauerstoffgehalt	»	6,7	8,6	6,8	6,6
23	Luftüberschuß	»	47	69	48	46
24	Temperatur	°C	392	433	402	430
	Heizgase hinter dem Ueberhitzer:					
25	Temperatur	»	256	254	256	252
	Heizgase am Kesselende:					
26	Kohlensäuregehalt	vH	10,7	10,1	10,7	10,6
27	Zugstärke	mm W.-S.	11,0	9,5	9,5	9,0
28	Temperatur	°C	264	251	268	248
	Heizgase vor dem Rauchgasvorwärmer:					
29	Kohlensäuregehalt	vH	9,8		10,0	
30	Zugstärke	mm W.-S.	17,5		23	
31	Temperatur	°C	238		237	
	Heizgase hinter dem Rauchgasvorwärmer:					
32	Kohlensäuregehalt	vH	8,3		8,4	
33	Zugstärke	mm W.-S.	19		23	
34	Temperatur	°C	122		122	
35	Verbrennungsluft, Temperatur	»	14		18	
36	Rauchgasmenge vor dem Ueberhitzer	cbm	12,49		11,17	
37	Rauchgasmenge am Kesselende	»	13,66		13,16	
38	» vor dem Rauchgasvorwärmer	»	14,49		14,02	
39	Rauchgasmenge hinter dem Rauchgasvorwärmer	»	17,11		16,69	
40	Wasserdampfgewicht	kg	0,4431		0,459	

			Feuerbedienung durch einen Betriebsheizer		Feuerbedienung durch einen Lehrheizer	
	Nummer des Versuches		11		12	
	Datum	1906	10. Dezember		11. Dezember	
	Dauer	st	8,0		8,0	
	Verdampfung:					
41	a) 1 kg Kohle verdampfte Wasser	kg	8,32		8,32	
42	b) berechnet auf Dampf v. 100° C aus Wasser von 0° C ohne Vorwärmer	»	8,78		8,74	
43	c) berechnet auf Dampf v. 100° C aus Wasser von 0° C mit Vorwärmer	»	9,50		9,44	
44	Brennstoffpreis für 1000 kg frei Kesselhaus	ℳ	14,70		14,70	
45	Brennstoffpreis für 1000 kg Dampf nach c)	»	1,55		1,56	
	Zusammensetzung der Kohle:					
46	Kohlenstoff (C)	vH	78,17		77,04	
47	Wasserstoff (H)	»	4,75		4,91	
48	Sauerstoff und Stickstoff (O + N)	»	6,68		7,11	
49	Schwefel (S)	»	1,29		1,40	
50	Wasser	»	1,56		1,71	
51	Asche	»	7,55		7,83	
52	Heizwert der Kohle (kalorimetrisch bestimmt)	WE	7435		7396	
53	flüchtige Bestandteile	vH	22,2		21,6	
	Wärmebilanz für Kessel und Ueberhitzer					
	nutzbar gemacht:		WE	vH	WE	vH
54	a) im Kessel		4801	64,6	4817	65,1
55	b) im Ueberhitzer		791	10,6	753	10,2
56	zusammen		5592	75,2	5570	75,3
	verloren:					
57	a) in den Rückständen		168	2,3	153	2,1
58	b) an freier, mit den Gasen abziehender Wärme		1114	15,0	1064	14,4
59	c) durch Leitung, Strahlung, Ruß, unverbr. Gase usw. als Rest		561	7,5	609	8,2
60	Summe = Heizwert des Brennstoffes		7435	100,0	7396	100,0
	Wärmebilanz für den Rauchgasvorwärmer					
	nutzbar gemacht:					
61	zur Wassererwärmung		457	6,2	441	6,0
	verloren:					
62	a) an freier, mit den Gasen nach dem Schornstein abziehender Wärme		614	8,2	578	7,8
63	b) durch Strahlung und Leitung usw. als Rest		15	0,2	12	0,2
64	Summe = zugeführte Wärme		1086	14,6	1031	14,0
	Wärmebilanz für die ganze Anlage					
	nutzbar gemacht:					
65	a) in den Kesseln		4801	64,6	4817	65,1
66	b) in den Ueberhitzern		791	10,6	753	10,2
67	c) im Vorwärmer		457	6,2	441	6,0
68	im ganzen		6049	81,4	6011	81,3
	verloren:					
69	a) in den Rückständen		168	2,3	153	2,1
70	b) an freier, nach dem Schornstein abziehender Wärme		614	8,2	578	7,8
71	c) durch Leitung, Strahlung, Ruß, unverbr. Gase usw. als Rest		604	8,1	654	8,8
72	Summe = Heizwert des Brennstoffes		7435	100,0	7396	100,0

Rothenburgsort vorhandenen und die im vorigen Jahre beseitigten alten Maschinen V und VI (Fig. 61 zeigt eine wohl allgemein interessierende Aufnahme der letzteren Maschine kurz vor ihrem Abbruche) geht aus Zahlentafel 6 hervor, welche zeigt, um wieviel sich der Kohlenverbrauch und die davon herrührenden Ausgaben erhöht haben würden, wenn diese Maschinen anstatt der neuen Maschinen V und VI die von letzteren im Jahr 1906 gepumpte Wassermenge von 15200000 cbm gefördert hätten.

Zahlentafel 6.

Maschinen	im Betrieb seit	Betriebsjahr	mittlere Förderhöhe im Jahre m	Kohlenverbrauch für die Förderung von 1000 cbm kg	Kohlenmehrverbrauch gegenüber den neuen Maschinen V und VI für 1000 cbm kg	Kohlenmehrverbrauch für eine Fördermenge von 15 200 000 cbm kg	entsprechende Mehrausgabe bei einem mittl. Kohlenpreise von 15 ℳ für 1000 kg ℳ
alte V und VI	1872/79	1904	42,1	290,0	173,1	2 631 000	39 500
VII	1885	1904	42,1	238,2	121,3	1 844 000	27 700
I und II	1892	1905	42,6	176,3	59,4	903 000	13 500
III u. VIII	Ende 1899	1905	42,6	150,0	33,1	503 000	7 500
IV	Ende 1903	1905	42,6	132,4	15,5	236 000	3 500
neue V und VI	Anfang 1906	1906	43,5	116,9	—	—	—

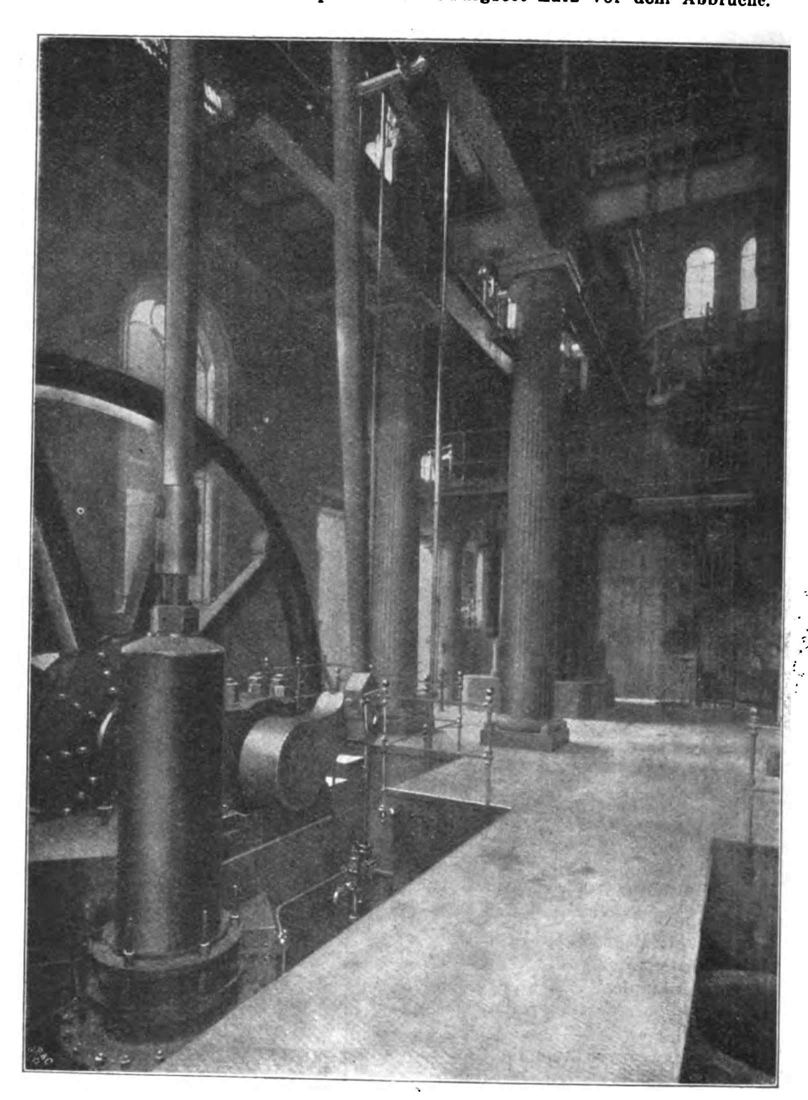
Hierin ist der durchschnittliche Kohlenverbrauch für die Hebung von 1000 cbm bei den alten Maschinen V und VI sowie bei der Maschine VII aus dem Jahr 1904 und bei den Maschinen I und II, III und VIII und IV aus dem Jahr 1905 in Rechnung gestellt, weil die betreffenden Maschinen in diesen Jahren eine größere, also für sie günstigere Arbeitsleistung aufwiesen als im Jahr 1906. In diesem kam von den beiden neuesten Maschinen die Maschine VI Anfang Januar, die Maschine V erst Anfang Februar in Betrieb. Obgleich sie sich naturgemäß erst einarbeiten mußten, verbrauchten sie, trotz einer den Vorjahren gegenüber gesteigerten mittleren Förderhöhe, im Jahresdurchschnitt für die Förderung von 1000 cbm nur 116,9 kg Kohlen, deren Heizwert derselbe war wie in den beiden Vorjahren, und auf diesen Verbrauch sind die Vergleichzahlen in Zahlentafel 6 bezogen.

Der Vergleich der in dieser Zahlentafel aufgeführten Kohlenverbrauchzahlen für eine Förderung von 1000 cbm gibt ein charakteristisches Bild von den stetigen und bedeutenden Fortschritten, die in der wirtschaftlichen Ausnutzung des Brennstoffes bei den Pumpmaschinen in den letzten 30 Jahren gemacht worden sind.

Wollte man daraus aber die Schlußfolgerung ziehen, daß es zweckmäßig sein würde, nunmehr auch die bereits 22 Jahre alte, aber noch sehr gut erhaltene Maschine VII sobald als möglich durch so wirtschaftlich arbeitende Maschinen wie die neuen V und VI zu ersetzen, weil die zu erwartende Minderausgabe für Kohlen eine hohe Verzinsung des Anlagekapitales der Ersatzmaschine ergeben würde, so

Fig. 61.

Alte Maschine VI im Pumpwerk Rothenburgsort kurz vor dem Abbruche.



träfe man damit doch nicht das Richtige.

Größere Wasserwerkbetriebe, die oft mit recht bedeutenden Verbrauchschwankungen zu rechnen haben, bedürfen mit Rücksicht hierauf einer entsprechend großen Maschinenreserve. Da diese Aushülfsmaschinen aber für gewöhnlich nur zu Zeiten höchsten Verbrauches oder in Ausnahmefällen, und auch dann meistens nur wenige Stunden in Tätigkeit zu kommen brauchen, so fällt bei ihnen die geringere Wirtschaftlichkeit nicht ins Gewicht, und es können häufig einfache, billige Maschinen trotz höheren Brennstoffverbrauches für solche Zwecke mit Vorteil Verwendung finden.

Das Gesagte trifft um so mehr zu, wenn es sich, wie im vorliegenden Fall, um die Weiterbenutzung einer vorhandenen alten, aber noch recht leistungsfähigen Maschine handelt, deren Anschaffungswert durch die Abschreibungen bereits vollständig getilgt ist.

(Schluß folgt.)

Die Stulpenreibung und der Genauigkeitsgrad der Kraftmessung mittels der hydraulischen Presse.

Von **A. Martens.**

In meinem Aufsatz über die Meßdose als Kraftmesser in der Materialprüfmaschine[1]) habe ich nachgewiesen, daß die Meßdose[2]), selbst in einfachster Form, für Kraftmessungen mit der Genauigkeitsgrenze von ± 1 vH in der Technik nutzbar gemacht werden kann. Meine jetzige Arbeit, die demnächst ausführlicher in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinen wird, wird ergeben, daß auch die hydraulische Presse in Verbindung mit einfachen Federmanometern zur Kraftmessung benutzt werden kann, und daß man bei einiger Umsicht und Sorgfalt leicht innerhalb

[1]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 38; Z. 1906 S. 1310.

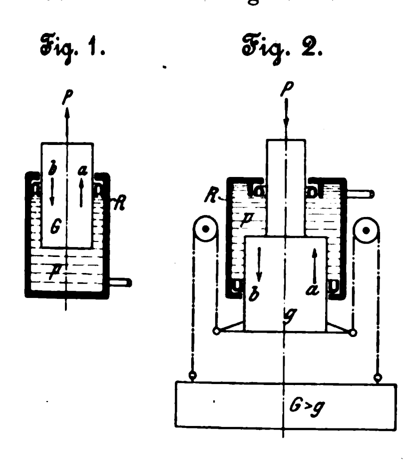
[2]) A. Martens: Handbuch der Materialienkunde (Julius Springer, Berlin), Abs. 550 bis 565.

der Fehlergrenzen von ± 5 H, ja selbst von ± 2,5 vH bleiben kann. Das Meßwesen der Praxis wird durch diese Erfahrung wesentlich gefördert, und die Festigkeitsprobiermaschinen lassen sich sehr viel einfacher und billiger gestalten. Damit wird das vom Königlichen Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde seit Jahren verfolgte Ziel, der Probiermaschine größte Verbreitung in der Werkstatt und auf dem Bauplatz zu verschaffen, erheblich gefördert, die Ausnutzbarkeit der Materialeigenschaften gehoben und der Sicherheitsgrad der Bauwerke erhöht.

Um Versuche über Stulpenreibung und den Genauigkeitsgrad der Messung mittels der hydraulischen Presse ausführen zu können, ließ ich die Festigkeitsprüfmaschinen des Amtes, und zwar drei Pohlmeyer-Maschinen (Nr. 4, 5a und 5b) und zwei Martens-Maschinen (Nr. 6a und 6b)[1]), mit Manometern mit Gradteilung von Schäffer & Budenberg versehen.

Die sorgfältig geeichten Maschinen[2]) arbeiten mit Hebelwagen, so daß man die Kraftmessung am Manometer mit derjenigen an der Wage unmittelbar vergleichen konnte. Die Dichtstulpen waren durchweg sehr stramm eingesetzt, weil vollkommene Dichtung verlangt werden muß, so daß Versuche mit Spiegelapparaten anstandslos durchgeführt werden können; die Stulpen dürfen also Wasser auch nicht in Tropfen durchlassen. Für das Amt lag kein Grund vor, die Stulpenreibung durch weniger strammes Einsetzen zu verringern, weil die Kraft nie mit dem Manometer, sondern stets mit der Wage gemessen wird. Trotzdem wurden die folgenden günstigen Ergebnisse erzielt.

Fig. 1. Fig. 2.



Bezeichnet a die Bewegungsrichtung im Sinne der Kraftsteigerung, b die Richtung für die Kraftminderung, f die wirksame Kolbenfläche, p den Wasserdruck, G oder $G_1 = G - g$ (Fig. 1 und 2) das wirksame Kolbengewicht und R die Stulpenreibung, so wird

$$\left.\begin{array}{l} p_a f = P + G + R_a \\ p_b f = P + G - R_b \end{array}\right\} p_a - p_b = (R_a + R_b)\, b.$$

Zur Bestimmung von p beim Leergange wurde ein empfindliches Manometer ($300^0 = 10$ at) benutzt. Die allgemeine Anordnung für die Pohlmeyer-Maschinen 4, 5a und 5b ergibt sich aus Fig. 1, für die Martens-Maschinen 6a und 6b aus Fig. 2; die ersteren haben Tauchkolben mit einer, die zweiten Liderkolben mit zwei Lederstulpen.

Da praktisch angenommen werden darf, daß $R_a \infty R_b$ sein wird, ist die Stulpenreibung aus $(p_a + p_b)\frac{f}{2}$ berechnet. Sie schwankte bei den Pohlmeyer-Maschinen zwischen 6 und 16 vH, bei den Martens-Maschinen (2 Stulpen) zwischen 22 und 43 vH, war also sehr hoch (vergl. Zahlentafel 1 und Fig. 6 der späteren Veröffentlichung). Für jede Maschine waren je 3 Ablesungsreihen für Kraftsteigerung (a) und Kraftminderung (b) gemacht. Die Einzelablesungen in den verschiedenen Kolbenstellungen wichen überall nur wenig von den Mittelwerten ab; trotz der großen Leergangreibung blieben diese Abweichungen, wie Fig. 3[3]) zeigt, innerhalb der Grenzen von -4^0 und $+7^0$.

Die Hauptmasse der Fehler liegt innerhalb der Grenzen $-1{,}5$ und $+1^0$; den wahrscheinlichen Fehler kann man nach

Fig. 3.

Häufigkeit der Ablesungsunterschiede bei Prüfung im Leergange.

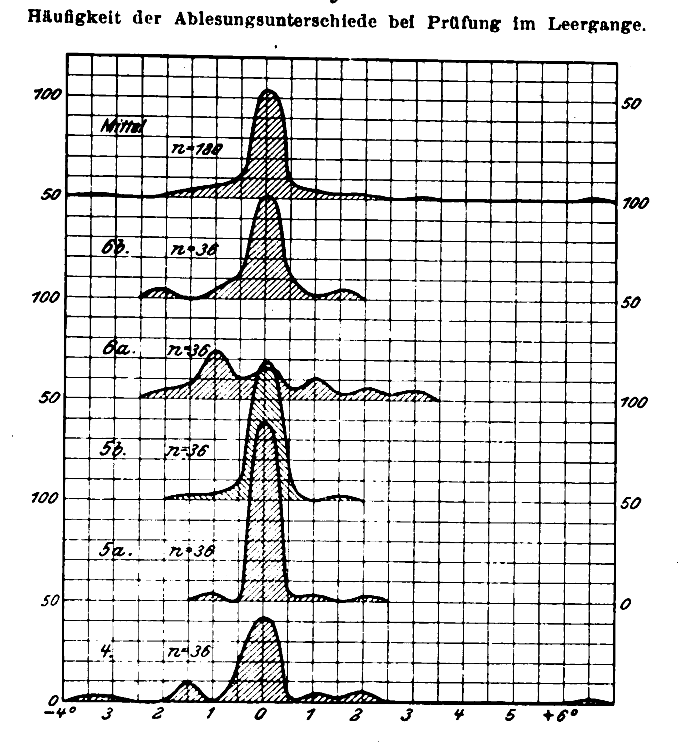
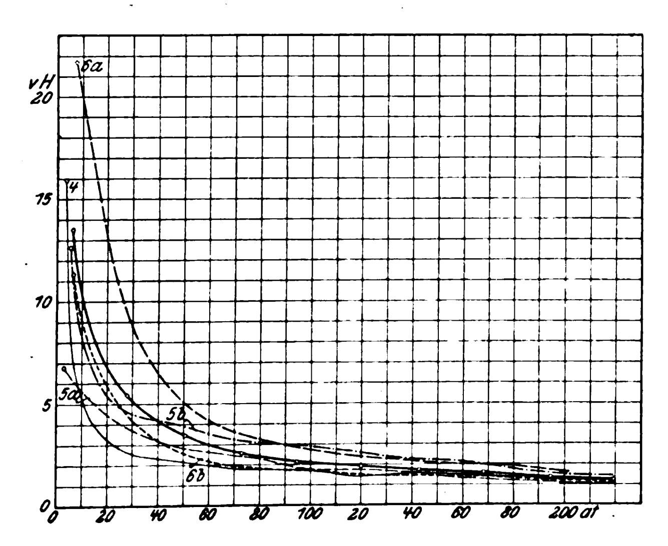


Fig. 3 auf etwa $\pm 0{,}4^0$, d. h. auf $\pm 0{,}013$ at schätzen. Die Schätzungseinheit bei der Manometerablesung betrug $0{,}1^0 = 0{,}003$ at.

Die Reibungswiderstände der Lederstulpen bis zur Höchstleistung der Maschinen ergeben sich, wie Fig. 4 zeigt, in der aber für die Maschinen 6a und 6b nur die halben Reibungsbeträge eingetragen worden sind (2 Stulpen). Man erkennt, daß bei Drücken über 50 at alle Reibungswerte

Fig. 4.

Abhängigkeit der Stulpenreibung vom Wasserdruck p.



kleiner als 5 vH sind und sich für hohen Wasserdruck schließlich an 1 vH annähern, trotz des strammen Einzetzens der Stulpen.

Stellt man in gleicher Weise, wie dies in Fig. 3 geschehen, für die Kraftleistungen bis zur Höchstleistung der Maschinen die Häufigkeit der Abweichungen der Einzelwerte von den Mittelwerten zusammen, so ergibt sich Fig. 5. Trotz der stark verschiedenen Reibungsverhältnisse der Maschinen liegt auch hier wieder die Hauptmasse der Abweichungen zwischen den Grenzen $\pm 0{,}5^0$ der Ablesungen am Zylindermanometer ($300^0 = 200$ at), d. h. zwischen $\pm 0{,}33$ at, und den wahrscheinlichen Fehler kann man nach den Schaubildern

[1]) Denkschrift von A. Martens und M. Guth: Das Königliche Materialprüfungsamt der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin in Groß-Lichterfelde W. 380 S. gr. 8° mit 5 Taf. und 359 Textfiguren. Berlin 1904, Julius Springer. Preis 10 M.

[2]) »Materialienkunde« Abs. 486 bis 563 und Denkschrift S. 291.

[3]) Fig. 3 gibt die Häufigkeit (auf je 100 Fälle umgerechnet) von Abweichungen bestimmter Größe bei den verschiedenen Kolbenstellungen.

auf etwa $\pm 0{,}2^0 = \pm 0{,}13$ at schätzen. Danach kann man die Kraft bei den verschiedenen Maschinen ermitteln für

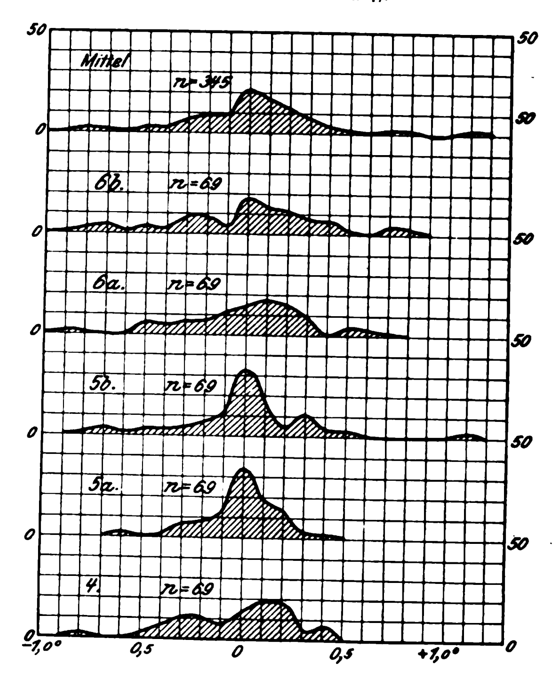
Maschine Nr.	4	5a	5b	6a	6b
Kolbenfläche f qcm	619,4	314,2	314,2	346,3	346,3
Δ kg $= \pm 0{,}13 f =$	75	41	41	45	45

Die Kräfte könnten also an Hand eines aus den Mittelwerten der Beobachtungsreihen abgeleiteten empirischen Maßstabes, falls sich die Stulpenreibung nicht ändert, für alle Beträge bis P_{max} ($P_{max} = 50$ t für Maschinen 4, 5a und 5b und $= 100$ t für Maschinen 6a und 6b) bis auf ein geringes Vielfaches von Δ kg sicher bestimmt werden, was für die allermeisten praktischen Zwecke ganz gewiß ausreichen wird.

Große Aenderungen im Reibungszustande sind eigentlich nur bei unachtsamer Bedienung und mangelhafter Instandhaltung der hydraulischen Presse zu erwarten. Sie sind selbstverständlich, wenn die Stulpen ausgewechselt werden. Die neue Stulpe ändert sich stärker; aber bei alten Stulpen können wesentliche Aenderungen kaum vorkommen. Aenderungen im Kolbenzustand sind sofort erkennbar und durch Feststellung der Leergangreibung leicht nachzuweisen. Aenderungen am Manometer, die mehr zu fürchten sind, werden durch Benutzung zweier Manometer ausgeschlossen; diese werden nicht gleichzeitig die gleichen Aenderungen erfahren. Die Kraftmessung am Zylinder bietet also innerhalb der praktisch völlig zulässigen Fehlergrenzen von ± 5 vH und selbst von $\pm 2{,}5$ vH große Sicherheit; sie hat den bedeutenden Vorzug, daß man sich durch ein mitgebrachtes Kontrollmanometer leicht von der Richtigkeit fremder Maschinen überzeugen kann, indem man die Kolbenfläche mißt und die Leergangreibung feststellt. Bei der Maschine mit Hebelwage ist diese Kontrolle schwieriger.

Fig. 5.

Häufigkeit der Ablesungsunterschiede bei Prüfung bis zur Höchstleistung.



Das Ziel der Erbauer von Materialprüfmaschinen für die Praxis darf also mit vollem Recht auf die Vereinfachung der Bauart und auf die Verringerung der Kosten gerichtet sein.

Groß-Lichterfelde, den 18. April 1907.

Schnellaufende Dreifach-Expansionsmaschine von 1000 PS.

Von **Carl Fr. Holmboe**, Ingenieur, Gothenburg.

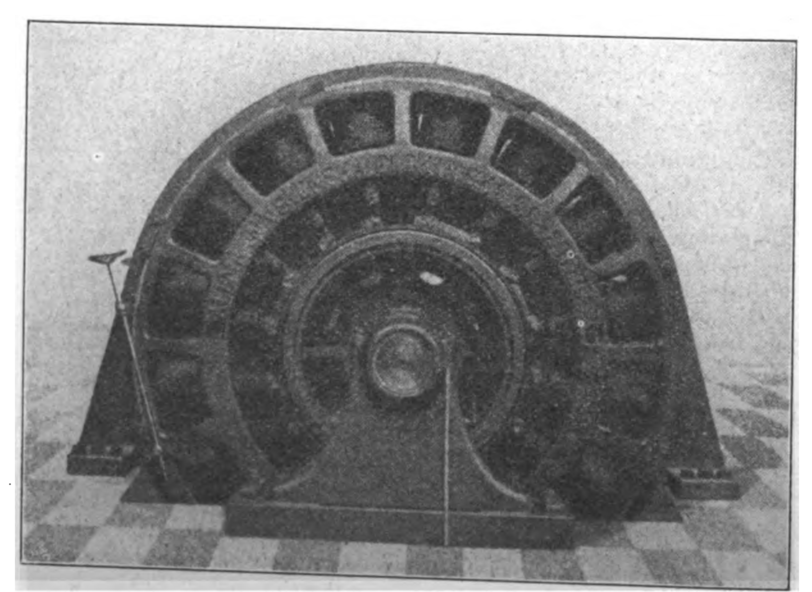
Im Kraftwerk der A.-G. Elektron in Gothenburg (Schweden) wurde im September 1906 eine schnellaufende Dampfdynamo von rd. 1000 PS dem Betrieb übergeben, über die im folgenden kurz berichtet werden soll.

Das Kraftwerk der A.-G. Elektron ist im Raum sehr beschränkt, da es auf einem höchst wertvollen Grundstück inmitten der Stadt steht. Es mußte deshalb auf der kleinen Grundfläche von etwa 7 × 3 qm ein möglichst leistungsfähiger Maschinensatz untergebracht werden.

Außerdem war die Betriebsicherheit von größter Bedeutung, da die Generatoren des Werkes in den Wintermonaten bis an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angestrengt werden. Da endlich die Konzession der Gesellschaft in drei Jahren abläuft, war es auch besonders geboten, den Preis der Maschine möglichst niedrig zu halten.

Am geeignetsten erwies sich unter diesen Umständen eine stehende Dreifach-Expansionsmaschine von 200 Uml./min. Eine liegende Dampfturbine nebst Turbodynamo von derselben Leistung ließ sich nicht auf dem zur Verfügung stehenden Platz unterbringen, da ihre Länge über 7 m hinausging.

Fig. 1. Generator.



Der von der Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget in Westerås (Schweden) gelieferte Generator des Maschinensatzes, Fig. 1, ist ein Gleichstrommotor mit 2 Kollektoren, der bei 2 × 140 V Spannung 3000 Amp abgibt, wenn beide Kollektoren in Hintereinanderschaltung gekuppelt sind.

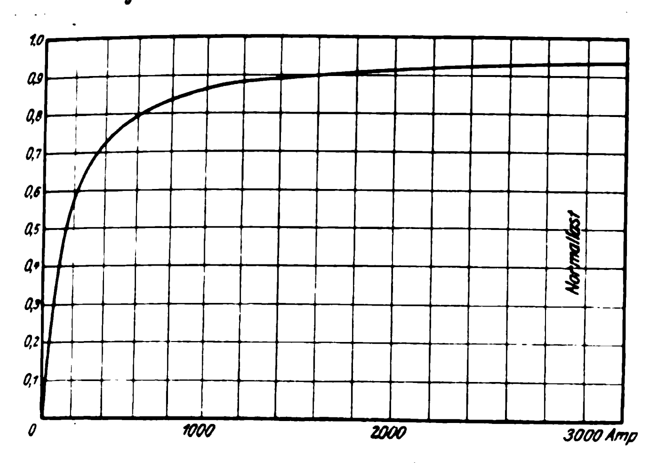
In Fig. 2 ist der gemessene Wirkungsgrad des Generators bei gleichbleibender Spannung als Funktion der Stromstärke dargestellt. Es geht daraus hervor, daß der Wirkungsgrad des Generators bei normaler Belastung 94 vH beträgt.

Fig. 3 bis 6 geben die von der Göteborgs mek. Verkstads Aktiebolaget in Gothenburg gebaute Dampfmaschine wieder, die bei einem Dampfdruck von 11 at abs. und 200 Uml./min 1125 PS leistet; die größte Dauerleistung beträgt 1300 PS_i. Die Zylinder haben 545, 840 und 1300 mm Dmr. bei 500 mm Hub.





Fig. 2. Kurve des Generator-Wirkungsgrades.



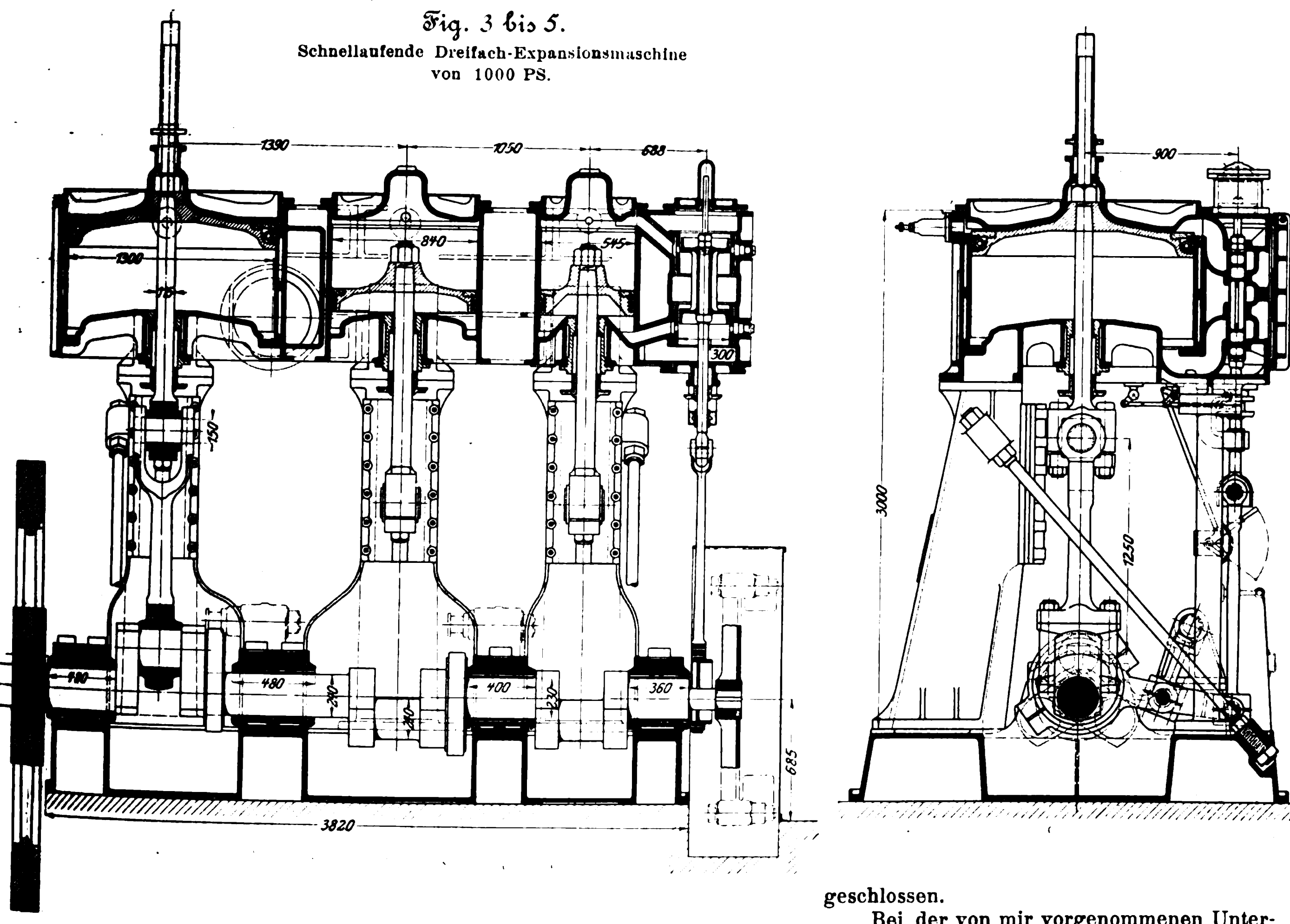
Die schädlichen Räume betragen 14 vH, 14,5 vH und 15 vH für Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder. Der einfache Kolbenschieber des Hochdruckzylinders, der von einem Flachregler beherrscht wird, ist in der Längsachse der Maschine angeordnet, während die Schieberkasten von Mittel- und Niederdruckzylinder an der Vorderseite untergebracht sind, um eine möglichst gedrängte Bauart zu erzielen. Mittel- und Niederdruckzylinder haben Klugsche Steuerung.

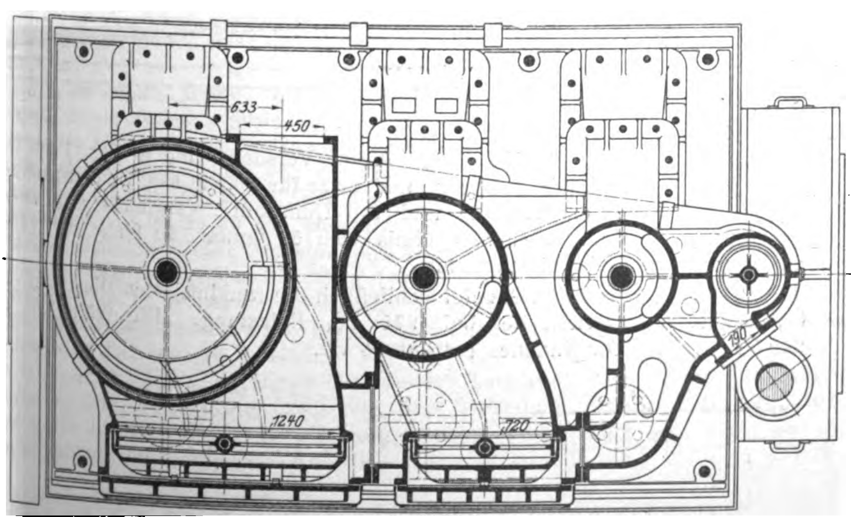
Die mit den Zylindern zusammengegossenen Aufnehmer sind ebenfalls an der Vorderseite der Maschine angeordnet. Nur der Niederdruckzylinder ist mit einem besonders geheizten Dampfmantel versehen.

Die Kolben von Niederdruck- und Mitteldruckzylinder bestehen aus Stahlguß, der des Hochdruckzylinders aus Gußeisen. Die Kurbeln sind wie üblich unter 120° versetzt. Das Schwungrad ist in einem Stück gegossen; es hat 2600 mm Dmr. und wiegt 5600 kg.

Die Maschine ist an eine Zentral-Kondensationsanlage an-

Fig. 3 bis 5.
Schnellaufende Dreifach-Expansionsmaschine von 1000 PS.





geschlossen.

Bei der von mir vorgenommenen Untersuchung wurde die Maschine mit Dampf aus einem Wasserrohrkessel von 300 qm Heizfläche gespeist, während der Dampf für die Hülfsmaschinen von andern Kesseln geliefert wurde.

Während des Versuches arbeitete die Maschine auf das Netz, wobei Spannung und Stromstärke möglichst unverändert gehalten wurden.

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades der Dampfmaschine wurden gleichseitig Indikatordiagramme an den drei Zylindern aufgenommen und Umlaufzahl, Spannung und Stromstärke abgelesen.

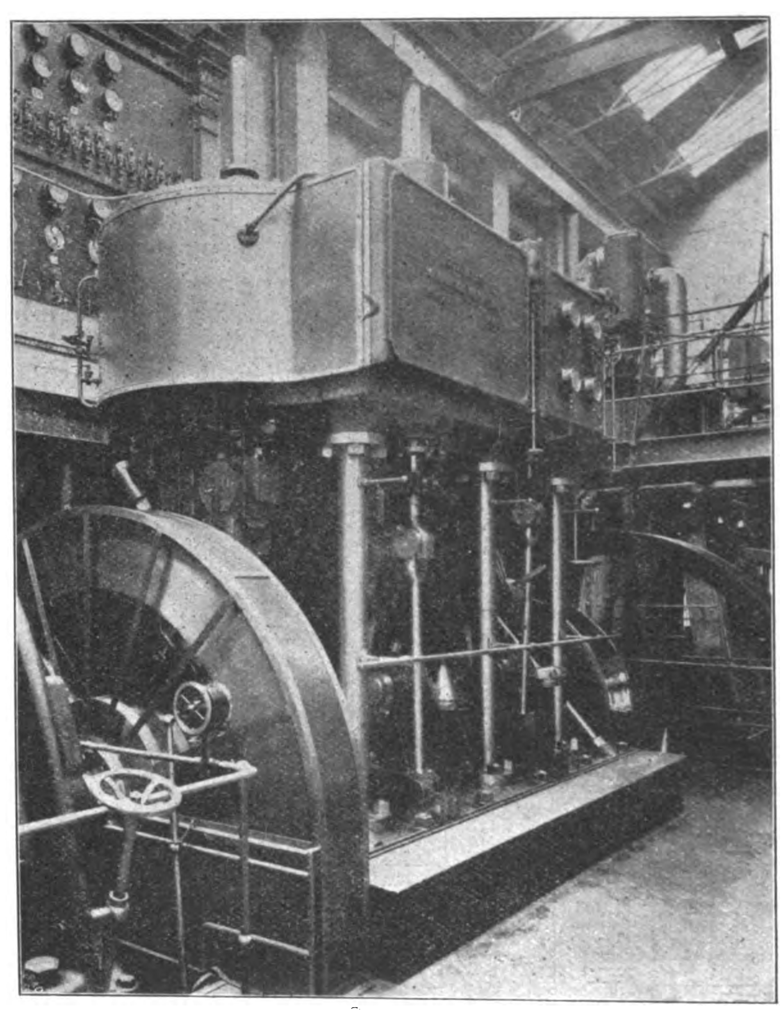
Dieser am 5. Januar 1907 angestellte Versuch hatte folgende Ergebnisse:

Eintrittsdruck des Dampfes .	11,1 at abs.
Vakuum	65 cm
Uml./min	190

Leistung des Hochdruckzylinders	396 PS_i
» » Mitteldruckzylinders	303 »
» » Niederdruckzylinders	276 »
Gesamtleistung	975 »
Stromstärke	2275 Amp
Spannung	280 V
Nutzleistung	635 KW
Wirkungsgrad des Generators bei 2275 Amp, s. Fig. 2	92 vH
Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\frac{635 \cdot 100}{975 \cdot 0{,}736 \cdot 0{,}92}$	94 »
Gesamtwirkungsgrad der Dampfdynamo	86,6 »

Fig. 6.

Schnellaufende Dreifach-Expansionsmaschine von 1000 PS.

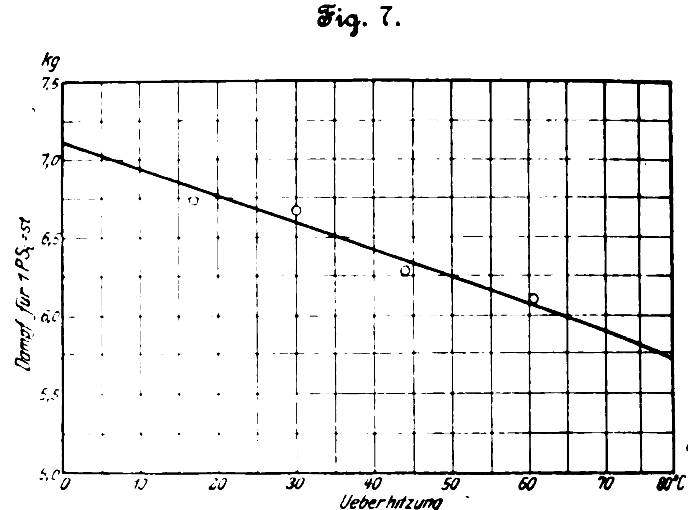


Es ist anzunehmen, daß der Wirkungsgrad der Dampfmaschine bei der Normalbelastung von 1125 PS_i wenigstens 95 vH betragen wird, was in Verbindung mit dem Generatorwirkungsgrad von 94 vH einen Gesamtwirkungsgrad von fast 90 vH ergibt.

Der Dampfverbrauch wurde ebenfalls bestimmt und folgende Zahlen als Mittelwerte der alle 10 Minuten aufgezeichneten Angaben ermittelt.

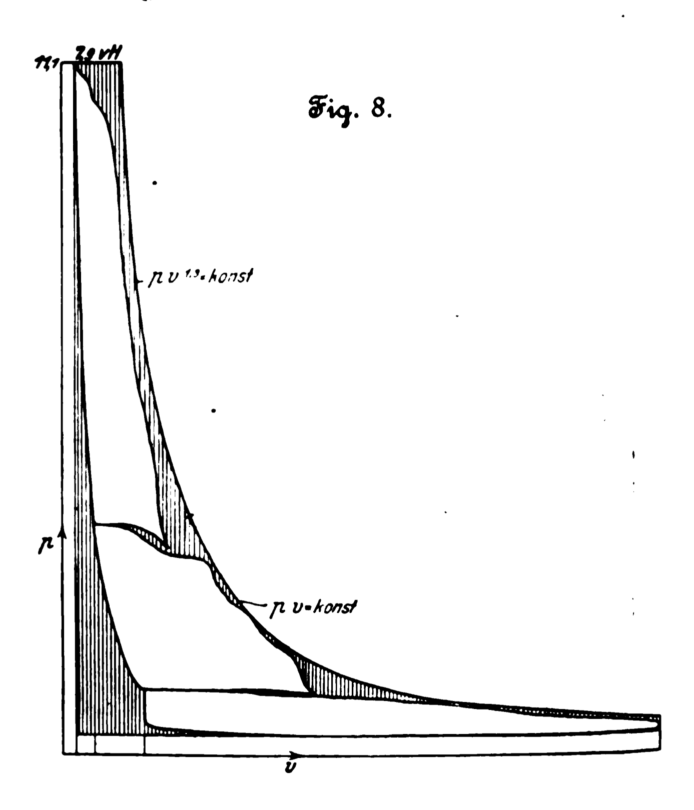
Datum des Versuches	5. Januar 1907
Dauer des Versuches	4,5 st
Gesamtleistung	2650 KW-st
mittlere Belastung	590 KW
Leistung der Dampfmaschine	932 PS_i
Eintrittsdruck	10,9 at abs.
Dampftemperatur an der Maschine	249 °C
Vakuum	65,5 cm
Uml./min	190
Dampfverbrauch im ganzen	25750 kg
desgl. für 1 st	5720 »
» » 1 KW-st	9,7 »
» » 1 PS_i-st	6,13 »

Fig. 7.



Um die Aenderung des Dampfverbrauches mit zunehmender Ueberhitzung festzustellen, wurde am 29. Januar eine Reihe von Messungen mit unveränderlicher Belastung von 950 PS_i und wechselnder Dampftemperatur vorgenommen.

Fig. 8.



Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Fig. 7 zur Darstellung gebracht, und zwar für 10,8 at abs. Eintrittsspannung, 65 cm Vakuum und 190 Uml./min. Vergleicht man sie mit dem Versuchsergebnis vom 5. Januar, so findet sich völlige Uebereinstimmung.

Fig. 8 zeigt schließlich die rankinisierten Diagramme der Deckelseite bei 975 PS_i Belastung. Die Völligkeit des Diagrammes beträgt 68 vH.

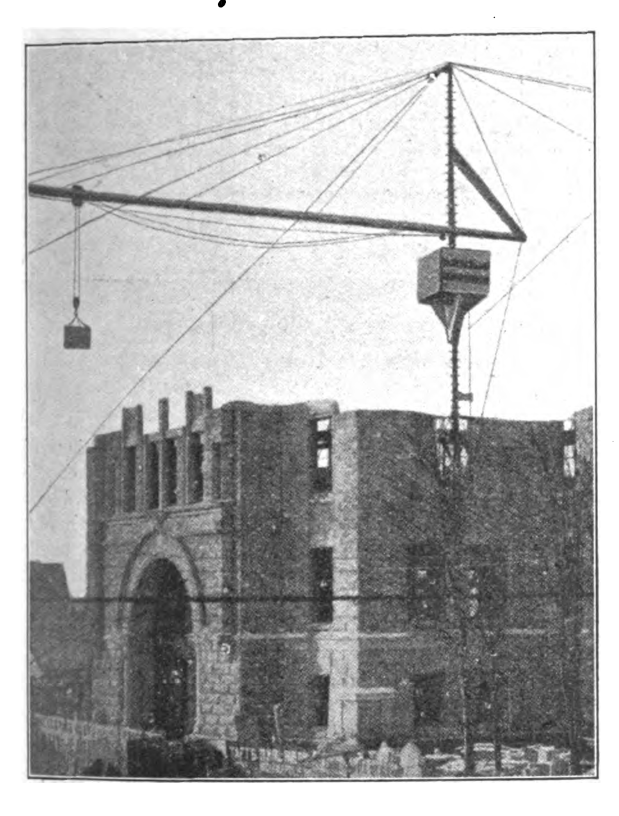
Hochbau-Mastenkrane.

Von **Georg W. Koehler** in Darmstadt.

Bis in die Neuzeit hat man, wo bei der Errichtung von Gebäuden das Bedürfnis nach Lasthebemaschinen zutage trat, Flaschenzüge oder die einfache Bockwinde mit Räderübersetzung benutzt, für deren Aufhängung bezw. Fahrbahnunterstützung das hölzerne Gerüst herangezogen wurde.

Die Bestrebungen nach Verbilligung der Bauausführung durch einen wirtschaftlichen Schnellbetrieb führten in Deutschland zur Anwendung des in Gießereien, Kraftwerken und ähnlichen Anlagen bewährten Laufkranes auch im Baugewerbe. In Amerika bevorzugte man den Mastenkran, bei welchem, wie Fig. 1 zeigt, die durch mehrere Spannseile in senkrechter Stellung gehaltene Säule einen drehbaren Ausleger trägt. In England wurde der hergebrachte Derrickkran mit Wippstrebe auf drei hohe Holztürme gesetzt; Fig. 2 läßt ein Beispiel dieser Anordnung erkennen.

Fig. 1. Mastenkran.



Mastenkran und Derrickkran können ohne Schwierigkeit eine solche Aufstellung erhalten, daß sie nicht in den Raum des Gebäudes hineinragen; der Fortgang der Arbeiten wird daher in keiner Weise behindert. Dieses Vorteiles entbehrt in den meisten Fällen das auf dem Festland übliche Laufkrangerüst.

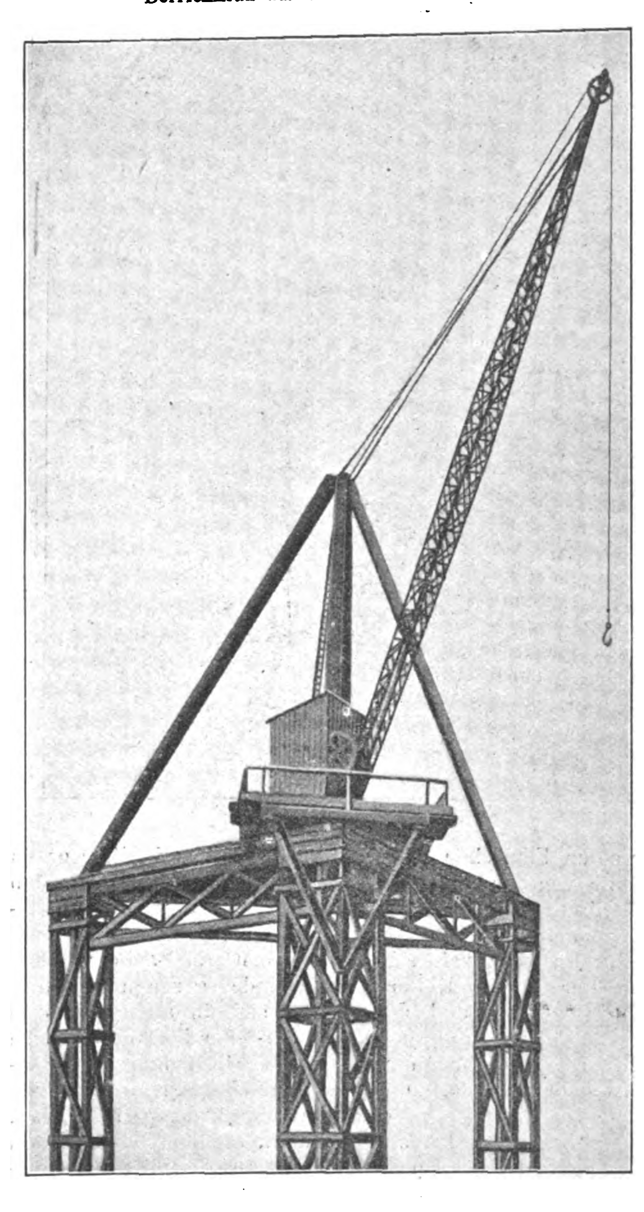
Die auf einer Reihe von Schiffswerften eingeführten Helgen-Turmdrehkrane würden sich auch für Hochbauten eignen; sie bilden durch ihr Gewicht ein standfestes Ganzes, lassen sich auf einem Gleis vor der Front verfahren und genügen auch hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit (3 bis 10 t) und Ausladungen (10 bis 20 m) den Anforderungen des gedachten Zweckes. Beispiele dieser Art sind aus Z. 1905 S. 590 (Ausführung der Märkischen Maschinenbau-Anstalt Ludwig Stuckenholz A.-G. in Wetter a. Ruhr) und in Z. 1906 S. 1560 (Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman in Duisburg-Hochfeld) zu ersehen.

Das beträchtliche Eigengewicht dieser Konstruktionen erschwert ihre Beförderung zwischen den einzelnen Baustellen, für Krane eine Hauptbedingung, welche die Eigenart der Hochbautechnik aufstellt. Aus diesem Grund ist nur ein einziger Fall bekannt geworden, in welchem ein Turmdrehkran bei der Errichtung eines größeren Gebäudes in Tätigkeit getreten ist, und zwar wurde er von der Gesellschaft für elektrische Industrie in Karlsruhe-Baden geliefert[1]).

In steigendem Maße hat dagegen seit einigen Jahren bei vielen Bauausführungen in Großstädten eine neue Kranart Aufnahme gefunden, die nunmehr beschrieben werden soll.

Fig. 2.

Derrickkran auf 3 hohen Holztürmen.



An dieser Vorrichtung, die von ihrem Erfinder, dem Ingenieur Wilhelm S. Voß in Berlin, Hochbau-Mastenkran genannt wird, Fig. 3 bis 5, sind drei Hauptteile zu unterscheiden: das Führungsgerüst, der Kranmast mit dem Ausleger und die Hubwinde.

Je nach Bedarf setzt sich das Führungsgerüst aus einem oder mehreren Feldern von 10 bis 13 m Weite und 10 m Höhe zusammen; als Stiele dienen je ein ⊏- und L-Eisen NP 18 bezw. $^{5}/_{10}$, als Schrägen Rundstangen von 20 mm Dmr. mit Spannschlössern; der Obergurt besteht aus einem Differdinger Grey-Träger NP 20 B mit wagerechtem Steg und

[1]) s. ETZ 1904 S. 282.

Fig. 3 bis 7. Hochbau-Mastenkran von Wilhelm S. Voß.

Fig. 3.

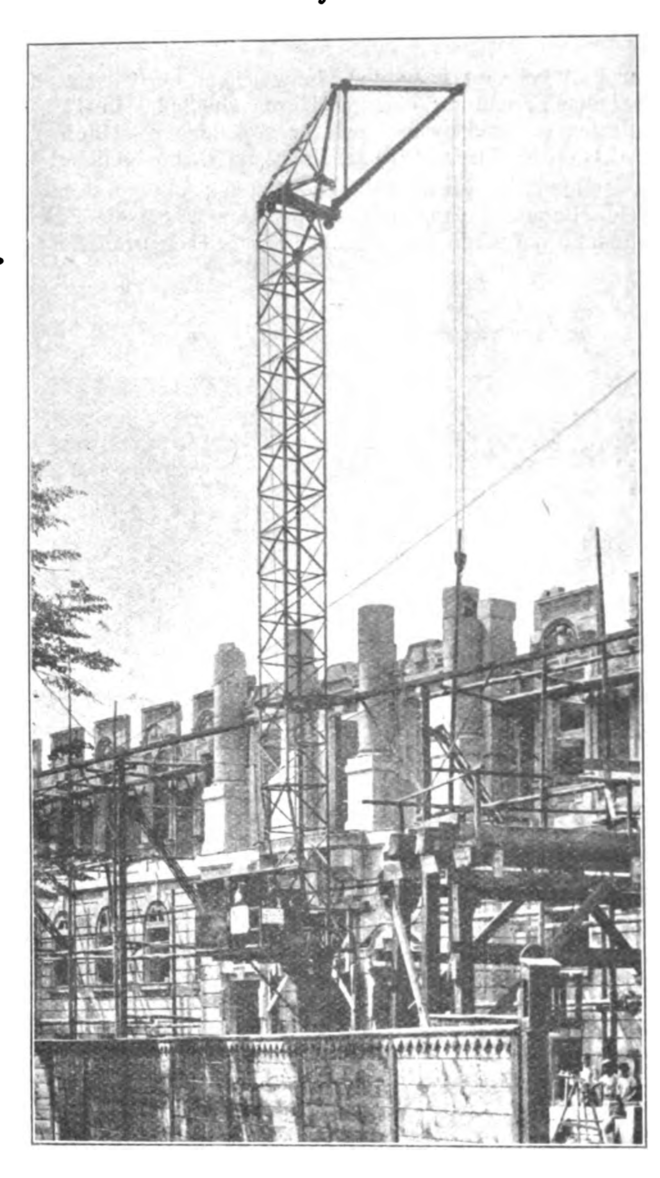
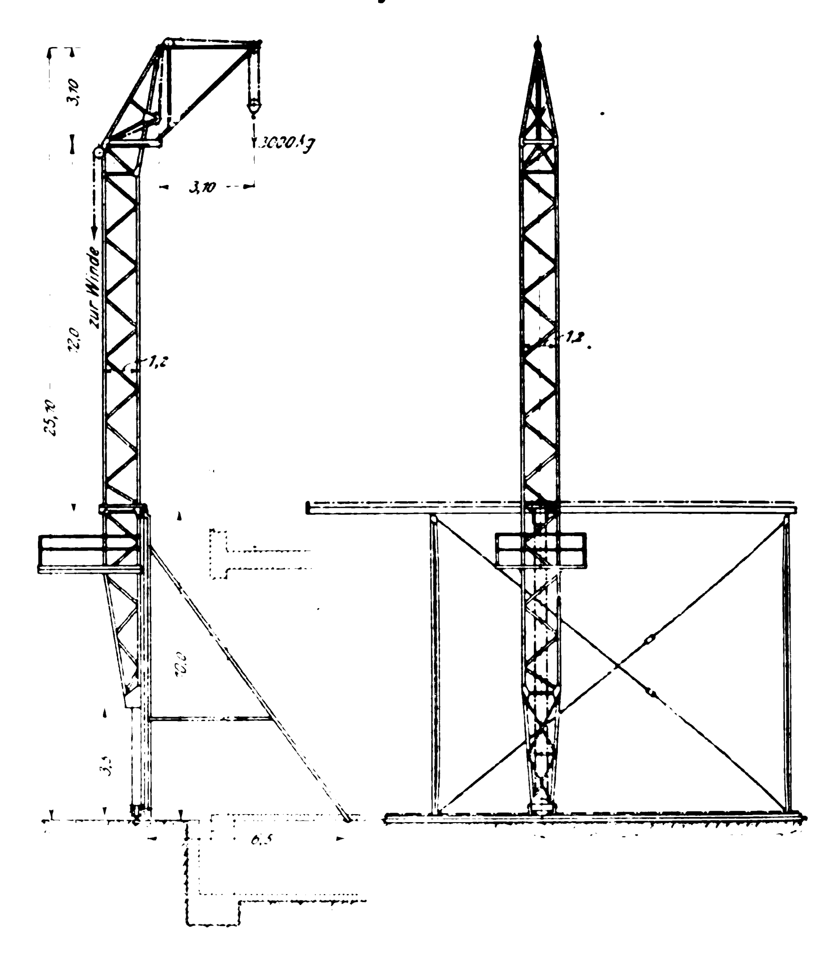


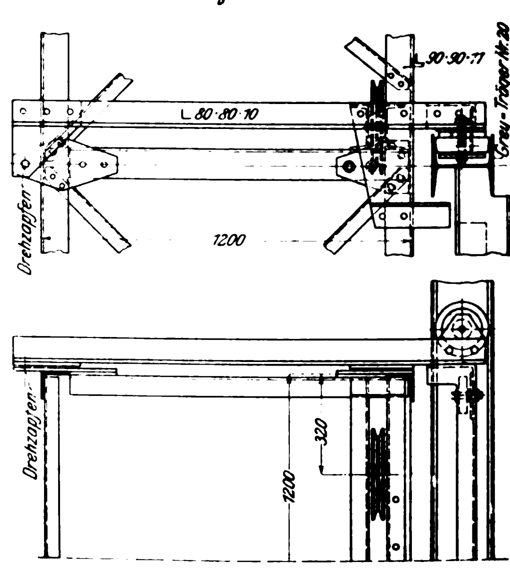
Fig. 4 und 5.



senkrechten Flanschen. Die einzelnen Fachwerkteile werden mit Hülfe von Knotenblechen miteinander verschraubt, so daß das Gerüst in kurzer Zeit aufgerichtet und wieder auseinander genommen werden kann. Die nötige Standsicherheit wird durch eine Anzahl schräger Streben erzielt, die von den Stielen her in den Keller des Gebäudes gezogen und hier verankert werden, und deren Lage sich in allen Fällen so wählen läßt, daß sie durch spätere Tür- oder Fensteröffnungen laufen. Die Bauarbeiten werden also in keiner Weise erschwert oder behindert, und die bei hölzernen Kranrüstungen üblichen Nacharbeiten an der Mauerung kommen in Fortfall. Die Beseitigung von Hülfsträgern usw., die den Gebäuderaum durchdringen, ist bei Konstruktionen aus Eisenbeton ein besonderer Vorteil. Das Führungsgerüst wird in 2 m Abstand von der Fluchtebene errichtet; die mit dem Ausleger von 3,1 m Armlänge gehobenen Lasten werden auf der Hauskante abgesetzt und, wenn es sich nicht um Fassadensteine handelt, auf Karren an die jeweiligen Werkstellen gefahren.

Der Kranmast ist ein vierseitiges Fachwerk von 1,20 m Seitenlänge mit Eckwinkeln und Schrägsteifen; sein Fuß stützt sich mit einem Laufrad auf eine Eisenbahnschiene, welche längs des Gebäudes auf einer hölzernen Langschwelle verlegt ist. Die Masthöhe paßt sich den verschiedenen Bedürfnissen an; unter gewöhnlichen Umständen reicht eine Länge von 25 m aus. In Höhe des Grey-Trägers wird der Mast von einem ⊔-förmigen Bügel umfaßt, Fig. 6 und 7, dessen Schenkelenden mit Zapfen an der Außenseite des Mastes befestigt sind und an dessen Ecken je eine Rolle mit lotrechter Achse angebracht ist. Diese Rollen greifen zwischen die oberen Flansche des Führungsträgers und verhüten das Kippen des Mastes in einer zur Hausfront senkrechten Ebene. Die größte Querkraft bei voller Belastung und unter Berücksichtigung des Winddruckes berechnet sich für den ungünstigsten Fall auf 1600 kg. Eine einfache Sicherheitsvorrichtung verhindert, daß die Rollen aus dem Grey-Träger herausspringen. Wegen der schwingenden Bügellagerung sind etwaige Senkungen der unteren Fahrschiene ohne Einfluß.

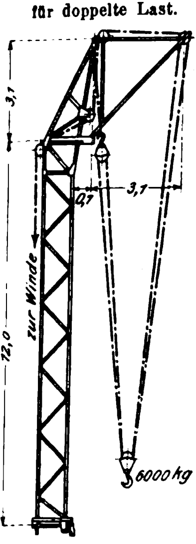
Fig. 6 und 7.



Die lotrechte Maststellung in der Ebene des Führungsgerüstes wird durch zwei Spannseile gewahrt, die von einem Ende des Grey-Trägers zum Mast, nach rechtwinkliger Ab-

Fig. 8.

Anordnung des Auslegers für doppelte Last.



lenkung durch eine Rolle an demselben entlang und über eine andre Rolle am Kranfuß zum entgegengesetzten Ende der Fahrschiene laufen. Die Zugkraft in den Spannseilen beträgt nur 1600 kg. Bei zufälligem Bruch eines der Seile klemmt eine zweite Sicherheitsvorrichtung den Mast am Grey-Träger fest, und sein Fuß setzt sich dann auf die untere Stützschiene.

Am oberen Ende des Mastes befindet sich der um je 150° nach beiden Richtungen drehbare Ausleger, der für eine Normallast von 3000 kg eingerichtet ist. Wenn man die einrollige Flasche durch ein Hakengehänge mit zwei Rollen ersetzt und am Unterarm des Schwenkarmes eine Ausgleichrolle anbringt, wie es Fig. 8 andeutet, so lassen sich Lasten bis zu 6000 kg mit halber Ausladung heben.

Eine in 8 m Höhe über dem Erdboden angebaute Plattform dient zur Aufstellung der Winde und als Stand für den Kranführer. Von hier aus wird auch der Kranmast vor der Gebäudefront verschoben, indem die Fußrolle mittels eines Kettenzuges gedreht wird. Die Winde wird in irgend einer üblichen Bauart ausgeführt und entweder durch einen bis zwei Arbeiter oder durch einen Elektromotor angetrieben. Die täglichen Stromkosten sollen bei elektrischem Betrieb nur 0,70 ℳ betragen. Einzelheiten der Winde sind ohne Belang.

Das Eigengewicht des Mastes beläuft sich auf 3600 kg, dasjenige des Führungsgerüstes für 35 m Fassadenlänge auf 3900 kg; insgesamt sind also 7500 kg und die Winde von Ort zu Ort zu befördern. Dieses geringe Gewicht weist mit großer Eindringlichkeit auf die Vorteile des Voßschen Kranes hin.

Die Verengung der Straßen durch den Bauzaun erreicht bei dieser Kranart nur das bescheidene Maß von 3,00 m; Bäume, Laternen und Straßenbahnmasten brauchen nicht entfernt zu werden, da die Windenbühne über sie fortragt. Bei starker Grundrißgliederung durch Vorbauten wird das Führungsgerüst in schräger Lage zur Frontebene errichtet. Von seinem Stand aus kann der Kranwärter alle Hakenbewegungen verfolgen und auch bei der Hebung sperriger Lasten (Dachbinder, Deckenträger usw.) Zusammenstöße mit den fertigen Fassadenteilen vermeiden; einige Behörden haben aus diesem Grunde bei ihren Ausschreibungen von Sandsteinbauten in die Verdingungsvorschriften die Anwendung der Voßschen Krane aufgenommen.

Während die Leihkosten der abgebundenen Rüstungen für eine Benutzungsdauer von 3 bis 4 Monaten auf 1 qm Fassade etwa 3,50 ℳ bis 4,00 ℳ betragen, stellen sie sich bei Verwendung von Voßschen Mastenkranen auf 2,50 ℳ bis 3,00 ℳ. Diese Verbilligung der Bauausführung dürfte die Verbreitung der neuen Kranart in erster Linie begünstigen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 15. April 1907.

Bayerischer Bezirksverein.

Sitzung vom 8. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Diesel. Schriftführer: Hr. Schlomann.

Anwesend rd. 600 Mitglieder und Gäste.

Hr. K. Pressel spricht über den Bau des Simplontunnels. Dem Vortrag, der durch zahlreiche Lichtbilder unterstützt wurde, wohnte auch Se. Kgl. Hoheit Prinz Ludwig von Bayern bei.

Eingegangen 8. April 1907.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 22. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Ely. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 47 Mitglieder und 3 Gäste.

Zu einer vom Augsburger Bezirksverein eingegangenen Denkschrift, in der in Uebereinstimmung mit dem Magistrat der Stadt Augsburg, mit der Handels- und Gewerbekammer für Schwaben und Neuburg und den Eingaben des Vereines ehemaliger Industrieschüler der Vorschlag gemacht wird, der Oberrealschule in Augsburg in den drei höheren Klassen Parallelkurse anzugliedern, in denen auf Grund eines elementaren Unterrichtes in Maschinentechnik und Bautechnik technisches Zeichnen und Konstruieren gelehrt wird, wird folgender Beschluß gefaßt:

»Der Fränkisch-Oberpfälzische Bezirksverein deutscher Ingenieure würdigt die Gründe und besonderen örtlichen Verhältnisse, welche den Augsburger Bezirksverein zu seinem Antrag veranlaßt haben.

Der Fränkisch-Oberpfälzische Bezirksverein deutscher Ingenieure steht aber mit dem Gesamtverein auf dem Standpunkt, daß der Ingenieur für seine allgemeine Bildung das gleiche Bedürfnis hat und derselben Beurteilung unterliegen will, wie die Vertreter der übrigen Berufszweige mit höherer wissenschaftlicher Ausbildung. Die Oberrealschule soll, ebenso wie Gymnasium und Realgymnasium allgemeine Bildung als Vorbereitung für wissenschaftliche Fachstudien vermitteln. Lücken in der allgemeinen Bildung werden im späteren Leben nur schwierig und selten ausgefüllt. Demgegenüber gibt das Berufstudium Gelegenheit zur Erwerbung der erforderlichen Fachkenntnisse, und der Beruf selbst zwingt zu deren Erweiterung. Eine wenn auch nur wahlweise, Angliederung technischer Fachkurse in den letzten Klassen der Oberrealschule erscheint daher mindestens überflüssig und zudem geeignet, die angebahnte gleiche Beurteilung der Bildungsbedürfnisse des Ingenieurs mit denjenigen der übrigen wissenschaftlichen Berufzweige wieder in Frage zu stellen.

Der Fränkisch-Oberpfälzische Bezirksverein deutscher Ingenieure kann daher ein Bedürfnis nach Einführung der geplanten Fachkurse in den Oberrealschulen nicht erkennen und spricht sich grundsätzlich dagegen aus.«

Nach Erledigung weiterer geschäftlicher Angelegenheiten, die insbesondere die Anträge zur Hauptversammlung betreffen, spricht Hr. Ely über die elektrischen Anlagen moderner Theater mit besonderer Berücksichtigung der Einrichtungen des neuen Stadttheaters.

Die Elektrizität wird heute in Theatern nicht nur für Beleuchtung und motorische Zwecke verwendet, sondern auch zur Erzeugung von Wärme und zum Hervorrufen sichtbarer und hörbarer Zeichen. Am ausgedehntesten wird sie jedoch bei den Lichtanlagen benutzt. Den Anforderungen, welche die Bühne heute an die Beleuchtungstechnik stellt, würde ohne die Elektrotechnik nicht genügt werden können.

Wohl bedeutete die Einführung der Gasbeleuchtung auch für die Bühnenbeleuchtung einen großen Schritt vorwärts, indem sie, abgesehen von der besseren Beleuchtung überhaupt, durch Einschalten entsprechender Regelhähne ein allmähliches Verdunkeln oder Erhellen der Szene gestattete. Auch wurde mit Gas bereits das sogenannte Dreilampensystem, ohne das heute eine moderne Bühne undenkbar ist, mit gutem Erfolg angewendet. Die elektrische Beleuchtung hatte neben vielen Vorteilen in technischer Beziehung als größte Vorzüge die verminderte Feuersgefahr und die geringe Wärmeausstrahlung ohne Verbrauch an Sauerstoff.

Zum ersten Mal soll elektrisches Licht für die Bühne im Jahr 1849 in der Pariser Oper verwandt worden sein; die aufgehende Sonne in der Oper »Der Prophet« wurde dabei durch einen mit einer Batterie von 50 Bunsen Elementen erzeugten Lichtbogen dargestellt, der durch einen parabolischen Spiegel verstärkt wurde.

Die Bedeutung des elektrischen Lichtes für die Bühne begann jedoch erst mit der Erfindung der Glühlampe. Von da an wurde von einigen großen Firmen in Gemeinschaft mit den technischen Leitern großer Bühnen an der Verbesserung der Bühnenbeleuchtung eifrig gearbeitet, und auf der elektrotechnischen Ausstellung zu Frankfurt a. M. im Jahr 1891 zeigte die Firma Siemens & Halske ein elektrisches Modelltheater, in dem die mit der elektrischen Beleuchtung zu erzielenden Wirkungen von Sonnenauf- und -untergang, Mondscheinlandschaften, Alpenglühen und dergl. zum ersten Male



gezeigt wurden. Dieses Modelltheater ist in seinen Grundgedanken für die heutige elektrische Bühnenbeleuchtung noch vorbildlich, wenn auch die einzelnen Teile inzwischen vervollkommt worden sind.

Die elektrische Anlage eines Theaters gliedert sich in die Stromerzeugungsanlage und die Verbrauchanlage. Die Verbrauchsanlage ist getrennt in je eine für das Zuschauerhaus und für das Bühnenhaus. Erstere, fast ausschließlich für Beleuchtung bestimmt, unterscheidet sich nur wenig von den elektrischen Beleuchtungsanlagen andrer großer Gebäude; zu beachten ist lediglich, daß die im eigentlichen Zuschauerraum angeordneten Lampen von der Bühne aus aus- und eingeschaltet, auch wohl teilweise geregelt werden können. Die Stromverbrauchanlage des Bühnenhauses ist untergeteilt in die Beleuchtungsanlage der Bühnennebenräume und der Bühne selbst, in die Kraftübertragungsanlage, in die Anlagen zur Abgabe von Wärme und in die Signalanlagen. Den Hauptanteil hieran beansprucht die Bühne. Die Beleuchtung der Nebenräume ist von untergeordneter Bedeutung, da hier, abgesehen von der normalen Lichtverteilung für Magazinräume, nur für die Ankleideräume die Bedingung gestellt wird, daß vor den verschiedenen Spiegeln die Beleuchtungskörper so angeordnet werden, daß man ein in allen Teilen gut beleuchtetes Bild der vor dem Spiegel stehenden Person vom Kopf bis zu den Füßen erzielt.

Für die Beleuchtung der Bühne laufen in einem auf der linken Seite, zuweilen wohl auch in der Mitte der Bühne dicht am Vorhang befindlichen kleinen Raum, der Beleuchterloge, alle Leitungen zu den Bühnenbeleuchtungskörpern, mit Ausnahme derjenigen für die Arbeitslampen und Notlampen zusammen. Hier befinden sich die sämtlichen Ausschalte- und Regelvorrichtungen. Die Beleuchtung ist geteilt in die feste und in die bewegliche oder Versatzbeleuchtung, wozu noch die Effektbeleuchtung kommt. Für die beiden ersten wird ausschließlich Glühlichtbeleuchtung, für die letztere zum größten Teile Bogenlichtbeleuchtung verwendet. Zur festen Beleuchtung gehören die Rampenlichter oder Fußrampen, die Seitenlichter oder Kulissen und die Oberlichter oder Soffitten. Für diese Beleuchtungskörper, die zur allgemeinen Beleuchtung des Fußbodens sowie der seitlichen und oberen Dekorationen dienen, werden verschieden gefärbte Glühlampen in großer Zahl verwendet. In der Regel unterscheidet man drei Farbengruppen: weiß, rot und mondblau, und spricht dann von einer Dreifarbenbeleuchtung; an größeren Bühnen verwendet man Vierfarbenbeleuchtung, wobei zu den vorgenannten noch gelb als vierte Farbe hinzutritt, die durch Umschaltung an die Stelle von mondblau treten kann. Jede Lampenfarbe kann durch den Bühnenregler entweder in allen Beleuchtungskörpern gemeinsam oder auch nur in einzelnen derselben in ihrer Helligkeit verändert werden. Bei größeren Bühnen werden in der Regel Rampen- und Portalseitenlichter rechts und links der Bühne getrennt geregelt; ebenso sind alle Oberlichter einzeln regelbar, während von den übrigen Seitenlichtern gewöhnlich nur die der vorderen Gassen von den hinteren Gassen getrennt sind, außerdem aber auch die linke und rechte Seite der Bühne.

Rampen-, Seiten- und Oberlichter sind eiserne Beleuchtungskörper von schmaler langgestreckter Form mit reihenweise angeordneten Glühlampen und dahinter befindlichen halbrunden, weiß gestrichenen Reflektoren, deren Oeffnungen, um die Lampen gegen mechanische Verletzung zu sichern, mit einem Schutzgitter überspannt sind. Die Lampenzahl der Farben ist nicht gleich; auf je 5 weiße Lampen kommen 4 mondblaue, 3 gelbe und 3 rote. Im allgemeinen werden möglichst große Lampen von 25 bis 32 Kerzen gewählt, für die rote Farbe genügen jedoch infolge ihrer Durchdringungskraft solche von 16 Kerzen. Die roten Lampen dienen zur Erzielung von Stimmungen bei Sonnenauf- oder -untergang, die grünblauen Lampen für Mondscheinstimmungen, während die gelbe Farbe in Verbindung mit weiß oder rot zu möglichst warmen und natürlichen Uebergängen bestimmt ist. Die vor dem Vorhang angeordneten Fußrampen und die Portalkulissen sind feststehend, die übrigen Seitenlichter sind an den Kulissenwagen befestigt und gestatten mit diesen geringe seitliche Bewegungen, während die Oberlichter an Drahtseilzügen unter Zwischenschaltung eines Rohres aufgehängt sind und von der einen Seite der Gassen beliebig auf und ab bewegt, zugleich aber auch noch um ihre Längsachse gedreht werden können. Letztere Anordnung gestattet, das Licht auf bestimmte Punkte zu richten und auch für Transparente zu benutzen.

Die Versatzkörper, ihrer Bestimmung entsprechend leicht tragbar, haben verschiedene Form und Größe. Teils haben sie die Gestalt von Rampen oder Kulissen, teils sind sie rund oder eckig und auf Gestellen angeordnet. Man verwendet einfarbige und drei- oder vierfarbige Versatzkörper. Sie können in jeder Gasse rechts oder links angeschlossen werden und dienen zur Erzielung der mannigfachsten, von der Allgemeinbeleuchtung unabhängigen Lichtwirkungen, besonders zur Beleuchtung einzelner Dekorationsstücke und für Transparente.

Zur Effektbeleuchtung gehört eine ganze Reihe von Vorrichtungen, ohne die heute die Aufführung von großen Opern und Ausstattungsstücken undenkbar ist. Außer den Blitzlampen sind zu nennen in erster Linie die Bogenlicht-Scheinwerfer und Bildwerfer in Verbindung mit ihren vielen Hülfsmitteln zum Beleuchten der Ballettgruppen, zum Nachahmen von Sonne und Mond und schließlich zur Darstellung von Regen, Schnee, ziehenden Wolken, Blitzen, Regenbogen, Feuer- und Rauchwolken, Wasserwellen, stürmendem Meer, Nordlicht, ziehenden Geistern, reitenden Hexen, Walküren und dergl. mehr. Außer diesen kommen noch die verschiedenartigsten kleinen Effekteinrichtungen in Betracht, die sich die Beleuchtungsinspektoren nach den jeweiligen Bedürfnissen meist selbst anfertigen, wie leuchtende Blumen, gläserne Pantoffel, glühender Schlüssel, leuchtender Schwertgriff, Rheingold, Herdfeuer, Kaminfeuer usw. Alle diese können je nach Bedarf an den verschiedensten Stellen des Bühnenfußbodens wie auch auf der ersten Arbeitsgalerie angeschlossen werden; sie werden teils von der Beleuchterloge aus ein- und ausgeschaltet, teils müssen sie auch, wie Scheinwerfer und Bildwerfer, am Aufstellort bedient werden.

Die Zuleitungen zu sämtlichen Beleuchtungskörpern sind für Rampen, Portalkulissen, Versatz und Effekt bis zu den betreffenden Stellen an der Decke der ersten Untermaschinerie, für die Soffitten bis zum Schnürboden als Einzelleitungen fest und mechanisch geschützt verlegt; für das letzte Stück Zuleitung dienen der leichten Beweglichkeit wegen möglichst biegsame, fest umklöppelte, widerstandsfähige Kabel mit 4 Leitungsadern für alle dreifarbigen Körper und mit 2 Adern für einfarbige Versatzkörper und die Effektlichter; die Enden der Kabel sind mit einsteckbaren Anschlußstücken versehen, die gestatten, sie mit den an den Enden der festverlegten Leitungen sitzenden Anschlüssen schnell zu verbinden.

Für motorische Zwecke wird die elektrische Energie nicht sehr viel verwendet. Man glaubte zwar anfänglich die verschiedenen Bühneneinrichtungen elektrisch antreiben zu können, doch stellte sich bei den Versuchen gar bald heraus, daß der Preßwasserantrieb für diese Zwecke geeigneter ist. Donner-, Wind- und Regenmaschinen, Orgeln, Wandeldekorationen und dergl. werden jedoch durch kleine Elektromotoren angetrieben. Ferner dient der Elektromotor zum Antrieb von Fahrstühlen, Ventilatoren und für ähnliche Zwecke.

Zu Wärm- und Heizzwecken wird der elektrische Strom hauptsächlich in den Ankleideräumen für Brennscheren und Schminkewärmer, ferner für Bügeleisen in den Schneidereien verwandt; teilweise kommen Einrichtungen für Heizzwecke auch auf der Bühne vor, z. B. zum Erhitzen des Siegfried-Schwertes auf Weißglut.

Die elektrischen Zeichengeber ermöglichen eine vollkommen geräuschlose Zeichengabe von und zu verschiedenen Stellen der Bühne durch Niederdrücken von Schaltern an der gebenden und durch Aufleuchten von Aufschriften, Zahlen und verschiedenartigen Scheiben an der empfangenden Stelle. Auf diese Weise werden von der Regieloge, dem Dirigentenpult oder dem Souffleurkasten Zeichen zum Heben und Senken der verschiedenen Vorhänge gegeben; andre Zeichen bestehen für das Einsetzen der Chöre, von Musik oder Orgel auf der Bühne; elektrische Metronome geben unter Zwischenschaltung von Kontrollmetronomen vom Dirigentenpult aus den Takt für die Chöre. Schließlich werden nach verschiedenen Stellen der Untermaschinerie, der Bühne und der Obermaschinerie Betriebzeichen gegeben, die zum Bewegen oder Halten der Maschinerie auffordern. Durch Zwischenschaltung kleiner Kontrollampen an der gebenden Stelle ist der Gebende jederzeit imstande, sich davon zu überzeugen, daß das Zeichen auch an der Empfangstelle sichtbar wird.

Nach dieser allgemeinen Schilderung der elektrischen Anlagen der neueren großen Theater bespricht der Vortragende eingehend die elektrischen Einrichtungen des neuen Stadttheaters in Nürnberg, das durch das städtische Elektrizitätswerk mit Strom versorgt wird. Zu diesem Zweck ist im Theater eine Transformatorstation errichtet, in welcher 4 Transformatoren von zusammen 120 KW den hochgespannten Strom von 2000 V auf die Gebrauchspannung von 115 V umwandeln. Dieser Station wird Strom aus dem Hochspannungsnetz von zwei verschiedenen Straßen zugeführt; der größeren Sicherheit wegen ist aber auch noch von dem vor dem Theater vorbeiführenden Speisekabel ein Strang abgezweigt, so daß man selbst bei größeren Kabelnetzstörungen durch diese Speisekabel alsbald wieder Strom liefern kann. Von der Transformatorenstation führen Hochspannungs- und Niederspannungs-

leitungen zu der in dem unmittelbar anstoßenden Raum aufgestellten Schalttafel; außerdem sind hier zwei Wechselstrom-Gleichstrom-Umformer für 2000 V Betriebspannung und 47 PS Leistung aufgestellt, die eine große als Reserve dienende Akkumulatorenbatterie aufladen, deren Leistung ausreicht, um etwa ein Drittel der im Theater vorhandenen Lampen 4 st zu speisen, so daß selbst bei Eintritt einer längeren, noch vor der Vorstellung auftretenden Betriebstörung im Kraftwerk die Vorstellung durchgeführt werden kann.

Außerdem besitzt das Theater eine elektrische Notbeleuchtung, die durch eine besondere im Keller des Zuschauerhauses unter dem rechten Parkett aufgestellte Akkumulatorenbatterie von 126 Elementen mit einer Kapazität von 194 Amp-st gespeist wird. Diese Batterie kann die aus 188 Glühlampen zu je 10 NK bestehende Notbeleuchtung etwa 8 st (für 2 Vorstellungen an einem Tage ausreichend) mit Strom versorgen.

Die Leitungen sind so verlegt, daß überall Lampen vorhanden sind, die von drei voneinander unabhängigen Stromquellen: dem Kraftwerk des städtischen Elektrizitätswerkes, der großen Akkumulatorenbatterie und der Notbeleuchtungsbatterie, mit Strom versorgt werden können.

Im Anschluß an den Vortrag fand am Sonntag den 24. März 1907 eine Besichtigung der elektrischen Anlagen des Stadttheaters unter zahlreicher Beteiligung der Mitglieder und ihrer Damen statt. Die verschiedenen Beleuchtungswirkungen der Bühnenregulatoren, die Bildwerfer in ihrer vielseitigen Verwendung zur Erzeugung von Blitzen, Regen, Wolken, Regenbogen, bewegtem Wasser, Gespenstern, Glüherscheinungen, Ballettbeleuchtungen usw., der elektrische Kryptoloöfen, die Signaleinrichtungen, Wettermaschinen und die Beleuchtung des Zuschauerraumes wurden im Betriebe vorgeführt; daran schloß sich eine Besichtigung der Maschinen- und Kesselanlagen.

Eingegangen 12. April 1907.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 4. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Benemann.

Anwesend 19 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Lichtheim spricht über Luftgas[1]).

Man unterscheidet zwei Arten der Herstellung von Luftgas: erstens Anlagen, in denen Luft durch einen Ventilator angesaugt und in einem Behälter aufgespeichert wird, von dem sie, durch einen Karburator streichend, mit Dämpfen der Vergasungsflüssigkeit gemischt, den Verbrauchstellen zugeführt wird; zweitens Anlagen, bei denen ein Gemisch von Luft und vergastem Leuchtstoff erzeugt und dieses in einen Behälter gedrückt wird, von dem es unter Druck in das Rohrnetz strömt.

Als Vorteil für erstere Anlagen hat man das Fehlen eines mit Gas gefüllten Behälters ins Feld geführt, da nur die zusammengepreßte Luft aufgespeichert wurde. Als Mangel machte sich jedoch fühlbar, daß die Karburation nicht gleichmäßig war, wodurch das Gas in seiner Zusammensetzung und Leuchtkraft schwankte; vor allem hatte man es nicht in der Hand, den Zusatz an Brennstoffdämpfen sparsam zu gestalten. Eine solche Anlage ist im Jahre 1901 von der Deutschen Union für die Gemeinde Glown gebaut und noch in Betrieb. Während das Licht im allgemeinen allen Anforderungen entspricht, krankt die Anlage an dem zu großen Verbrauch von Vergasungsflüssigkeit, durch den die Erzeugungskosten bis über die Grenze der Wirtschaftlichkeit getrieben werden

Die neueren Einrichtungen, bei denen die Luft durch Dämpfe karburiert wird, benutzen zur Herstellung des Gases leichte, niedrig siedende Kohlenwasserstoffe, die als Vorläufe bei der Destillation des Rohpetroleums gewonnen werden. Die Flüssigkeiten haben meist ein spezifisches Gewicht von 0,65 bis 0,67, und ihr Siedepunkt liegt bei 61 bis 80° C. Ein höheres spezifisches Gewicht ist nicht erwünscht, da sonst bei der Vergasung Rückstände verbleiben und hierdurch der Verbrauch an Vergasungsflüssigkeit sehr gesteigert wird.

Die Anlage, die bei den verschiedenen Bauarten nach demselben Grundgedanken ausgebildet wird, besteht aus dem Gaserzeuger, dem Flüssigkeitsbehälter mit einem Schöpfwerk, dem Gasmesser und dem Gasbehälter; es gehört ferner dazu eine mechanische Antriebkraft für den Gaserzeuger. Der Vortragende bespricht die von der Aerogen-Gasgesellschaft durchgebildete Einrichtung und erläutert sie an einer kleinen Probeanlage. Der Gaserzeuger ist eine im Wasser liegende Rohrschlangenpumpe, die infolge ihrer Drehung Luft ansaugt und verdichtet. Mittels des Schöpfwerkes wird Vergasungsflüssigkeit aus dem Flüssigkeitsbehälter gehoben und in abgemessenen kleinen Mengen dem Gaserzeuger zugeführt, wodurch sich die angesaugte Luft mit der gleichzeitig vergasenden Flüssigkeit sättigt. Das erzeugte Gasluftgemisch streicht zunächst durch den Gasmesser, der zugleich als Antrieb für das Schöpfwerk dient, so daß die Menge der geschöpften Flüssigkeit in ein bestimmtes Verhältnis zur erzeugten Gasmenge und demgemäß auch zur eingeführten Luft gebracht wird und das Gas in stets gleicher Zusammensetzung den Gaserzeuger verläßt. Das erzeugte Gas wird in den Gasbehälter oder Gasdruckregler und dann in das Rohrnetz geleitet.

Zum Antriebe der Gaserzeuger dienen bei größeren Anlagen mit Luftgas gespeiste Gasmotoren, bei kleineren Anlagen verwendet man auch wohl Heißluftmotoren. Falls durch Nachlässigkeit des Wärters die Gasanlage nicht rechtzeitig in Betrieb gesetzt wird, so daß kein Gas mehr für die Inbetriebsetzung des Antriebmotors zur Verfügung steht, wird der Gaserzeuger durch Drehen mittels einer Kurbel mit der Hand in Tätigkeit gesetzt.

Kleinere Gasanlagen sind nur mit Gewichtantrieb ausgerüstet; die Gaserzeugung wird unterbrochen oder abgestellt, indem eine Bremse selbsttätig das sinkende Gewicht in Ruhe bringt, sobald kein Gas verbraucht wird. Beim Antrieb durch Motoren wird die Gaserzeugung ebenfalls selbsttätig durch den infolge der vorhergegangenen Gaserzeugung hochgetriebenen Gasbehälter abgestellt, der die Gaszuleitung absperrt; die Inbetriebsetzung muß jedoch stets durch den Wärter geschehen.

Ein Vorteil, der dem Luftgas von den Fabrikanten vor andern Beleuchtungsarten nachgerühmt wird, ist die Reinlichkeit bei der Gaserzeugung, da Unsauberkeit verursachende Nebenprodukte fehlen. Die Bedienung und Wartung ist äußerst einfach und bequem, nur beim Ueberfüllen der Vergasungsflüssigkeit ist Vorsicht nötig, damit nicht infolge der Entwicklung der leicht brennbaren Dämpfe Gefahr für Personal und Anlage entsteht. Auf diesen Punkt wird daher besondere Sorgfalt gelegt, indem die Flüssigkeit in Behältern, welche unter der Erde vergraben werden, aufbewahrt und von hier nur vermittels geschlossener Rohrleitungen abgeführt wird. Das Gas gibt im Glühlichtbrenner ein schönes, hell leuchtendes Licht, das dem Lichte des Steinkohlengases in keiner Weise nachsteht, ihm gegenüber sogar den Vorteil besitzt, daß es ganz weiß ist und keine ins Grünliche spielende Färbung bewirkt. Da das Luftgas kein Kohlenoxyd enthält, ist es nicht giftig und kann, ohne schädlich auf Menschen und Tiere zu wirken, eingeatmet werden. Ausströmungen machen sich infolge des dem Gase anhaftenden leicht wahrnehmbaren Geruches sofort bemerkbar.

Das Gas ist, mit Luft in entsprechendem Verhältnisse gemischt, explosiv, seine Explosionsgrenzen sind jedoch begrenzt. Nach Wedding liegen die Explosionsgrenzen (für Aerogengas) zwischen

75 bis 70 vH Gas mit 25 bis 30 vH Luft
und 20 » 15 » » » 80 » 85 » » ,

sie sind also enger begrenzt als beim Steinkohlengas. Das Luftgas hat ein höheres spezifisches Gewicht als die Luft, und zwar 1,2; es sinkt daher nach der Ausströmung zu Boden, während sich Steinkohlengas in geschlossenen Räumen oben ansammelt. Der Heizwert beträgt 2800 bis 3000 WE.

Der Verbrauch an Vergasungsflüssigkeit beträgt für 1 cbm Gas mindestens 250 g. Da die Flüssigkeit zurzeit rd. 500 ℳ/t kostet, so betragen die Erzeugungskosten allein an Flüssigkeit 12,5 Pfg, fallen also für die gesamten Selbstkosten am schwersten ins Gewicht. Die Wirtschaftlichkeit der Luftgasanlagen ist somit von dem Preise der Vergasungsflüssigkeit wesentlich abhängig, und hierdurch werden die Erzeugungskosten unter Umständen stark erhöht. Die Nachfrage nach den Destillationserzeugnissen des Rohpetroleums ist augenblicklich sehr groß, so daß die an der Gewinnung hervorragend beteiligten Länder, wie Amerika, Rußland, Galizien, die Donauländer und in geringem Maße auch Deutschland, dem Bedarfe kaum entsprechen können. Der Preis wird vor allem bestimmt durch den Zoll, der zugunsten der einheimischen Werke, die jedoch der Nachfrage in keiner Weise Genüge leisten können, den Preis erhöht.

Im weiteren Verlauf der Sitzung werden geschäftliche Angelegenheiten, insbesondere die Anträge zur Hauptversammlung, erörtert.

---

[1]) Vergl. a. Z. 1907 S. 832.

Eingegangen 11. April 1907.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. März 1907.
Vorsitzender: Hr. Uthemann. Schriftführer: Hr. Schulz.
Anwesend 30 Mitglieder und 6 Gäste.

Hr. Clausen macht Mitteilungen über das englische Linienschiff Dreadnought[1]).

Bei der Konstruktion der Dreadnought waren die im russisch-japanischen Kriege gesammelten Erfahrungen grundlegend, und man ging von dem Gesichtspunkt aus, eine große Anzahl schwerer Geschütze mit Rücksicht auf die zu erwartende große Gefechtsentfernung aufzustellen, dem Schiff eine größere Geschwindigkeit zu geben, dabei die Schwimmfähigkeit zu sichern, die gepanzerte Fläche zu vergrößern und die Zielfläche zu verkleinern.

Unter Berücksichtigung dieser Eigenschaften erhielt das Schiff folgende Hauptabmessungen:

Länge zwischen den Loten	149,5 m
» in der Wasserlinie	157,3 »
Breite	25,0 »
Tiefgang	8,12 »
Seitenhöhe	13,62 »
Wasserverdrängung.	18200 t
Völligkeitsgrad	0,558
Geschwindigkeit auf der 8stündigen Dauerfahrt	21,25 Knoten
Maschinenleistung (durch Torsionsindikator an der Welle gemessen)	24700 PS_e

Aus den Veröffentlichungen über die Dauerfahrt läßt sich nicht mit Sicherheit ermitteln, bei welcher Wasserverdrängung die Fahrten stattfanden, doch scheint das Schiff annähernd die Konstruktionswasserverdrängung gehabt zu haben, so daß man eine günstige Schiffsform annehmen muß, da sich die Konstante $C = \frac{D^{2/3} \cdot v^3}{N_e}$ auf 268,5 berechnet. Durch spätere Einbauten ist allerdings die Wasserverdrängung allem Anschein nach wesentlich erhöht worden, so daß das Schiff die Probefahrtgeschwindigkeit nur bei wesentlich verringerter Ausrüstung an Kohlen, Proviant, Munition und dergl. wieder erreichen würde.

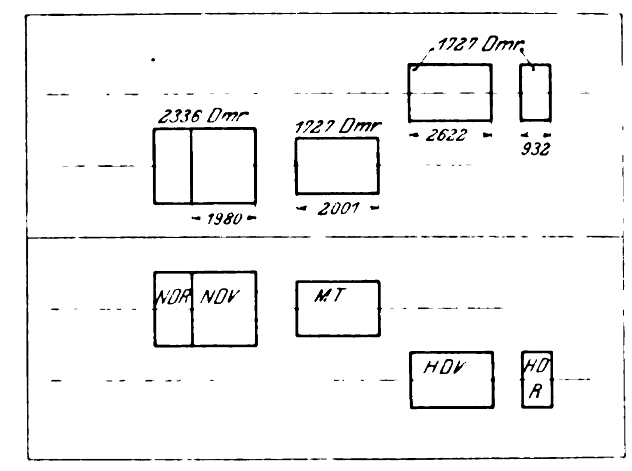
Die Hauptbewaffnung besteht aus zehn 30,5 cm SKL/45 (Schnelladekanone mit 45 cm Kaliberlänge), die in 5 Doppeltürmen aufgestellt sind. Eine Mittelartillerie führt das Schiff nicht; zur Abwehr von Torpedobootangriffen dienen siebenundzwanzig 7,6 cm SKL/50. Außerdem führt das Schiff 4 Unterwasserbreitseit-Torpedorohre sowie ein Unterwasserheckrohr. Auf ein Bugrohr ist wohl mit Rücksicht auf die Geschwindigkeit verzichtet. Die Angaben über die Panzerung lassen sich nicht zuverlässig feststellen.

Den Dampf liefern 18 Babcock & Wilcox-Kessel von zusammen 145 qm Rostfläche bei 5146 qm Heizfläche, entsprechend einem Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche von 34,75:1. Die Verteilung der zum Antrieb dienenden Parsons-Turbinen auf die 4 Wellen ist in der Figur schematisch dargestellt. Bei der achtstündigen forcierten Fahrt wurden bei 320 bis 330 Uml./min im Mittel 25000 PS_e erzielt, von denen etwa 15000 PS_e auf die inneren Wellen entfallen. Der Kohlenvorrat bei der Probefahrt sollte 915 t betragen, während in den Bunkern insgesamt 2750 t untergebracht werden können. Außerdem kann noch flüssiger Heizstoff mitgeführt werden.

[1]) Z. 1906 S. 304, 1325.

Schließlich erörtert der Redner kurz die Frage, ob die dem Schiffe nachgerühmten Vorteile tatsächlich erreicht sind. Die Ansichten darüber sind allerdings noch sehr verschieden, denn die Frage ist mehr taktischer Natur.

Die Ausrüstung des Schiffes mit 2 unabhängigen Rudern ist wohl gleichfalls auf die Ereignisse im fernen Osten zurückzuführen. Der hierdurch erzielte Vorteil ist zweifelhaft, denn, wenn auch zuzugeben werden muß, daß eine gewisse Reserve an Steuerfähigkeit durch Anbringung von 2 Rudern vorhanden ist, so erscheint es doch bei der geringen Entfernung der beiden Ruder voneinander sehr wahrscheinlich, daß bei Grundberührungen oder Torpedoschüssen beide Ruder gleichzeitig verletzt werden.



NDR Niederdruckturbine rückwärts *HDV* Hochdruckturbine vorwärts
NDV » vorwärts *HVR* » rückwärts
MT Marschturbine

Die Ausdehnung der gepanzerten Fläche, welche englische Zeitschriften als besonders groß rühmen, ist bei der Dreadnought eher geringer als bei den letzten englischen Neubauten der Lord Nelson-Klasse. Man muß freilich bedenken, daß mit Ausnahme der letztgenannten Schiffe alle englischen Schlachtschiffe keinen vollständigen Gürtelpanzer haben und somit erheblich hinter den französischen und auch den deutschen Schiffen zurückstehen. Von diesen Schiffen ist Lord Nelson bei weitem am besten geschützt; es folgen Schleswig-Holstein, Danton und erst in letzter Linie Dreadnought.

Nicht anders steht es mit der Verkleinerung der Zielfläche. Auf dem Bilde freilich erscheint zunächst die Dreadnought infolge ihrer großen Länge niedrig, und sie ist es auch im Vergleich mit den französischen Schiffen Suffren, Bouvet usw. Zieht man jedoch andre Schiffe in Betracht, so ist das Bild weniger günstig. Das Verhältnis ist dann dasselbe wie bei der Panzerung.

Aus allem ergibt sich, daß die Dreadnought durchaus nicht das Idealschiff ist, als welches es von den englischen Zeitungen hingestellt wird.

Bücherschau.

Neue Theorie und Berechnung der Kreiselräder. Von Dr. Hans Lorenz. München und Berlin 1906, R. Oldenbourg. 144 S. 8°.

Das Buch ist aus einer Anzahl von Aufsätzen entstanden, deren frühester aus dem Januar 1905 stammt, und die nacheinander die Pumpen, Wasserturbinen, Gebläse, Dampfturbinen und Schiffsschrauben behandelten. Es umfaßt also ein Gebiet von großer Ausdehnung, dem der Verfasser erst jüngst seine Aufmerksamkeit zugewendet hat, so daß die gezogenen Schlußfolgerungen einstweilen größtenteils auf theoretischen Erwägungen beruhen; es wäre demnach ein unbilliges Verlangen, von seinem Inhalt bereits jetzt Aufschlüsse über Betriebserfahrungen fordern zu wollen. Die grundlegenden Ausführungen stellen sich dem Leser etwa folgendermaßen dar:

Die verwickelten Vorgänge, welche mit dem Energieumsatz in strömenden, elastischen oder unelastischen Flüssigkeiten verknüpft sind, finden bisher seitens der wissenschaftlichen Forschung und der ausführenden Praxis eine Behandlung, die einer Weiterentwicklung im Wege steht, vor allem weil sie sich die bereits von Euler aufgestellten Lehrsätze über die mathematischen Grundbedingungen solcher Vorgänge nicht in genügendem Umfange zunutze macht. Die mathematische Behandlung erfordert allerdings von vornherein gewisse Einschränkungen. Zunächst lassen die heutzutage unter dem Namen »Wasserreibung« begriffenen Erscheinungen einstweilen keinen genügenden Zusammenhang mit den sie bedingenden Geschwindigkeiten erkennen, so daß ihre rechnerische Einführung noch nicht möglich ist. Man muß sich daher vorderhand damit begnügen, eine reibungslose Flüssigkeit zu betrachten, und hierfür die Bedingungen für einen verlustlosen Energieumsatz aufstellen.

Ferner ergeben sich außerordentliche analytische Schwierigkeiten, wenn man die Strömung in den durch Radwandungen und Schaufeln gebildeten körperlichen Zellen verfolgen will. Hier bietet sich eine Vereinfachung durch die

Betrachtung einer um die Drehachse symmetrisch gruppierten Strömung, welche aus unendlich dünnen Flüssigkeitsschichten besteht, die zwischen den in unendlicher Zahl angenommenen und zunächst unendlich dünn vorausgesetzten, räumlich gekrümmten Schaufeln entlang strömen und in ihrer Gesamtheit den durch die Radwandungen begrenzten Raum allseitig ausfüllen; die Dicke der Schaufeln wird dann später berücksichtigt. Die hierdurch gewonnenen Ergebnisse werden der Wirklichkeit um so näher kommen, je größer tatsächlich die Zahl der Schaufeln ist. Der Energieaustausch zwischen Schaufel und Flüssigkeit hat bestimmte Geschwindigkeitsänderungen innerhalb der letzteren zur Voraussetzung; die rechnerische Bewertung der Schaufelwirkung gelingt dem Verfasser durch Einführung von »Zwangsbeschleunigungen«. Diese dienen dazu, um die Unstetigkeit der Drücke beim Uebergang von der einen Seite der Schaufel auf die andre zu eliminieren und einen ersten Ansatz für die Schaufelformen zu erhalten. Der Verfasser setzt die Zwangsbeschleunigungen als senkrecht zu den Schaufelflächen wirkend voraus und führt sie als äußere Kräfte ein, die mit den inneren, statischen und dynamischen Drücken die Gleichgewichtbedingungen der Strömung ergeben. Diese werden zunächst für rechtwinklige Raumkoordinaten aufgestellt und alsdann für ein Zylinderkoordinatensystem umgeformt. Zu diesen Gleichgewichtbedingungen nimmt nun der Verfasser die Forderung hinzu, daß die allgemeine Kontinuitätsgleichung für den ganzen von der Flüssigkeit durchströmten Raum streng erfüllt sein soll. Hieraus ergibt sich eine gesetzmäßig vorgeschriebene Form von konzentrischen Rotationsflächen, auf denen eine Strömung im Einklang mit den aufgestellten Bedingungen möglich ist.

Alsdann bestimmt der Verfasser in Räumen, welche durch zwei aus solchen Rotationsflächen gebildeten Wandungen begrenzt sind, die Absolutbahnen der Flüssigkeitschichten aus der Bedingung, daß alle Elemente beim Durchströmen des Rades einen gleich großen Beitrag zum Energieumsatz liefern sollen. Diese Forderung ist unter den gemachten Voraussetzungen erfüllt, wenn das Moment der absoluten Rotationsgeschwindigkeit für jeden Punkt sowohl der Eintritt- wie der Austrittfläche je einen unveränderlichen Wert besitzt, deren Unterschied alsdann die Größe des Energieumsatzes bestimmt.

Die Lösung bleibt insofern unbestimmt, als zwar die Bewegung jedes Elementes beim Betreten und Verlassen des gesetzmäßig begrenzten Rotationshohlraumes nach Größe und Richtung festliegt, die verbindende Wasserbahn aber nur der Bedingung eines stetigen Verlaufes unterliegt. Es liegt auf der Hand, daß diese Vieldeutigkeit in Wahrheit nicht besteht, vielmehr nur aus der unumgänglichen Beschränkung des Ansatzes auf eine reibungslose Flüssigkeit folgt.

Der Entwicklung dieser Grundsätze sind die ersten sechs Abschnitte gewidmet: im Abschnitt 7 bis 11 werden alsdann unter Beschränkung auf unelastische Flüssigkeiten Radialräder behandelt, in denen also der Energieumsatz durch eine vorwiegend radiale Strömung herbeigeführt wird. Hierbei ergibt sich, daß unter den gemachten Voraussetzungen die Schaufelkanten parallel zur Radachse verlaufen, und daß die Schaufeln aus einfach gekrümmten Zylinderflächen bestehen, deren Erzeugungsgeraden der Achse parallel laufen. In diesem Zusammenhange wird alsdann der Beweis erbracht, daß für derartige Räder die Strömung im Meridianschnitt wirbelfrei verläuft, daß sie also von den drei im allgemeinen möglichen Drehbewegungen, dem Axialwirbel, dem Radialwirbel und dem Ringwirbel, nur den ersten benutzen, was allgemein als Vorbedingung für einen verlustlosen Energieumsatz unter den gemachten Bedingungen aufgestellt wird[1]).

Angesichts der bereits erwähnten Unbestimmtheit der Bahn der Zylindererzeugenden werden alsdann Kreiszylinder vorgeschlagen, welche die vorgeschriebenen Ein- und Austrittebenen berühren. Die Ergebnisse bleiben übrigens hier, wie in den übrigen Abschnitten, auf vollaufende Ueberdruckräder mit unveränderlicher Leit- und Laufschaufelstärke beschränkt, was besonders in dem Abschnitt »Gleichdruck- und Freistrahlräder« hervortritt und zweckmäßig im Titel zum Ausdruck gelangt wäre, da demzufolge das große, so außerordentlich wichtige Gebiet der Freistrahl-Dampfturbine naturgemäß von den Erörterungen unberührt bleibt. Die Abschnitte 12 und 13 sind den radialen Verbundrädern, den Turbokompressoren und Dampfturbinen gewidmet; die Abschnitte 14 bis 20 behandeln die Axialräder, von denen bemerkt wird, daß sich in ihnen ein gleichförmiger Energieumsatz im Gegensatz zu den Radialrädern auch theoretisch nur unvollkommen herbeiführen lasse. Die Axialpumpen werden daher ganz verworfen und nur die Schraubenventilatoren, die Schiffspropeller und Axialdampfturbinen betrachtet, letztere in Beschränkung auf Ueberdruckräder. Dabei werden auch sie unter der Voraussetzung unveränderlicher Schaufeldicken berechnet, was allerdings nicht im Einklang mit den üblichen Ausbildungsformen steht.

Die grundlegenden Abschnitte über die zweidimensionale Behandlung von Strömungserscheinungen unter Energieumsatz bei strenger Wahrung der Kontinuitätsbedingung stellen einen erheblichen Fortschritt gegenüber der bisherigen Betrachtungsweise dar und bieten gleichzeitig eine Darstellung der auf den Kreiselradbau bezüglichen Grundsätze der Hydrodynamik, wie sie bisher an einer Stelle vereinigt nicht gegeben war. Der Zweck der weiteren Abschnitte wird darin zu erblicken sein, Anregungen zu geben und die vielseitige Verwendbarkeit der entwickelten Verfahren an Hand von durchgeführten Zahlenbeispielen zu beleuchten. Manche der aufgestellten Behauptungen dürften allerdings Widerspruch wachrufen; auch dürften einige der gemachten Vorschläge bei der praktischen Durchführung noch auf erhebliche Schwierigkeiten stoßen.

Es werden in dem Buch im Grunde genommen nur solche mathematische Hülfsmittel verwendet, die bei einem akademisch gebildeten Ingenieur vorausgesetzt werden dürfen; doch würde der Verfasser dem größten Teil seiner Leser das Verständnis wesentlich erleichtern, wenn er seine scharfsinnigen und vielfach grundlegenden Folgerungen in strenger, schrittweiser Wiedergabe des Gedankenganges und seines mathematischen Ausdruckes entwickelte, selbst wenn dies den Umfang des Werkes merklich anschwellen ließe. Aus dem gleichen Grunde wäre auch eine weitergehende zeichnerische Veranschaulichung der ausgeführten Berechnungen, z. B. bei den Dampfturbinen durch Benutzung der Wärmetafel, sehr erwünscht. Auch würde eine engere Anknüpfung an die vorhandenen wissenschaftlichen Darstellungsweisen, die sich auf den behandelten Gebieten eingebürgert und bewährt haben, die scheinbare Kluft zwischen älterer und neuerer Behandlung wesentlich vermindern, ohne daß deshalb die errungenen Fortschritte geringer erschienen; endlich steht zu erwarten, daß auch manches der scharfen Urteile über die bisherigen Leistungen auf dem Gebiete der Forschung und Ausführung Verstimmung hervorrufen wird, namentlich angesichts der Tatsache, daß hier einstweilen eine Theorie vorgetragen wird.

Demgegenüber wird als Gewinn der Arbeit des Verfassers anzusehen sein: Die Betrachtung von Strömungserscheinungen in gesetzmäßig vorgeschriebenen Rotationshohlräumen, welche Prášil für Strömung mit innerem Energieumsatz mit Erfolg eingeführt hat, ist auch für den Fall äußeren Energieumsatzes ausgebildet, und zwar in Anwendung auf das ganze Gebiet der Kreiselräder; ferner ist der Nachweis erbracht, daß in solchen Räumen Schaufelformen gefunden werden können, für welche die Eulersche Momentengleichung nicht nur für unendlich dünne Wasserfäden besteht, sondern auch für unendlich dünne Wasserschichten von vorgeschriebener räumlicher Krümmung streng gültig bleibt, wenigstens bei Annahme einer reibungslosen Flüssigkeit; diese Schaufelformen gewährleisten hierfür den besten Wirkungsgrad, und demnach dürfen von ihrer Verwendung auch für die Strömung einer mit Reibung behafteten Flüssigkeit in körperlichen Zellen besonders günstige Ergebnisse erwartet werden.

In diesen Ergebnissen wird ein bahnbrechendes Verdienst des Verfassers erblickt werden müssen.

G. Schulze-Pillot.

[1]) Die hierauf bezüglichen Ausführungen hat der Verfasser selbst in einem späteren Aufsatze in der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen in mathematischer Hinsicht verschärft.

Post's Chemisch-Technische Analyse. 3. Auflage, herausgegeben von Prof. Dr. B. Neumann. I. Bd. 2. Heft. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. Preis 7,50 *M*.

Das vorliegende zweite Heft des ersten Bandes umfaßt die Kapitel »Leuchtgas« von J. Becker, »Kalziumkarbid und Azetylen« von J. H. Vogel, »Erdöle, Teeröle, Paraffin, Montanwachs, Ozokerit, Schmieröle, Asphalt« von C. Engler und L. Ubbelohde, »Fette, fette Oele, Glyzerin, Kerzen, Seifen« von W. Fahrion. Auch bei diesen Kapiteln bürgen die Namen der Bearbeiter für die sachgemäße Darstellung. Bei der Analyse des Azetylens wäre das vom Berichterstatter in Gemeinschaft mit Prof. J. Rothe beschriebene, wohl erst nach Drucklegung des vorliegenden Heftes veröffentlichte Verfahren nach Finkener (Mitteilungen des Kgl. Materialprüfungsamtes 1906 6. Heft) nachzutragen.

Besonders dankenswert ist die schnelle Aufeinanderfolge der einzelnen Hefte dieser Neuauflage. Es ist zu wünschen, daß auch die noch fehlenden Hefte in möglichst kurzer Zeit erscheinen.

Hinrichsen.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Kontinuierliche Balkenbrücken aus Eisenbeton in Theorie und Ausführung. Von S. Zipkes. Zürich-Berlin 1907, Arnold Bopp. 51 S. mit 80 Fig. und 2 Taf.

Die Rohrbrüche in Halle a. S., ihre Ursache und Remedur. Von J. Edward Litten. Halle a. S. 1907, Otto Hendel. 31 S.

Wie reist man billig? Ein praktischer Führer für alle, die mit geringen Ausgaben eine genußreiche Reise, selbst in die berühmtesten Gegenden machen wollen. Von Max Bruch. Leipzig 1907, Walter Fiedler. 174 S. Preis 2 *M*.

Die Wissenschaft. Sammlung naturwissenschaftlicher und mathematischer Monographien. Heft 20. Die Zustandsgleichung der Gase und Flüssigkeiten und die Kontinuitätstheorie. Von Dr. J. P. Kuenen. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. 241 S. mit 9 Fig. Preis 6,50 *M*.

Der Fabrikbetrieb. Praktische Anleitungen zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von A. Ballewski. 2. Auflage. Berlin 1907, Julius Springer. 285 S. mit 5 Fig. Preis 5 *M*.

Eisenbahn-Verkehrssünden. Kritische Betrachtungen zum neuen Personentarif. Von Ferroviarius. Berlin 1907, Concordia Deutsche Verlags-Anstalt. 52 S. Preis 0,50 *M*.

Laboratoriumsbuch für den Eisenhüttenchemiker. Von Max Orthey. Halle 1907, Wilhelm Knapp. 49 S. mit 11 Fig. Preis 1,80 *M*.

Vermessungskunde. Anleitung zum Feldmessen, Höhenmessen, Lageplan- und Terrainzeichnen. Verfaßt von Dr.-Ing. Fritz Steiner. Herausgegeben von Emil Burok. 2. Auflage. Halle 1907, Wilhelm Knapp. 156 S. mit 134 Fig. Preis 4,80 *M*.

Der Wiesenbau in seinen landwirtschaftlichen und technischen Grundzügen. Nebst zwei Anhängen über Entwässerung (Drainage) und das angewandte Nivellieren. Von Dr. Friedrich Wilhelm Dünkelberg. 4. Auflage. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. 374 S. mit 165 Fig. und 4 Tafeln. Preis 11 *M*.

Gaskugeln. Anwendungen der mechanischen Wärmetheorie auf kosmologische und meteorologische Probleme. Von Dr. R. Emden. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 497 S. mit 24 Fig. und 5 Tafeln. Preis 13 *M*.

Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte. Von R. Baumann. Stuttgart 1907, Alfred Kröner. 72 S. mit 46 Fig. Preis 3 *M*.

Lehrbuch der Technologie für holzverarbeitende Gewerbe. Zum Unterrichtsgebrauche an Fachschulen für Holzbearbeitung und verwandten Lehranstalten sowie an gewerblichen Fortbildungsschulen. Von Max Erber. Wien 1907, k. k. Schulbücher-Verlag. 180 S. mit 233 Fig. Preis 2,80 Kr.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Dampfkraftanlagen.

Einfluß des Gegendruckes und der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen. Von Eberle. Forts. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Juni 07 S. 119/23*) Durchführung und Ergebnisse von Versuchen zur Klärung des Einflusses der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch. Schluß folgt.

Rotationskraftmaschinen. Von Rußmann. (El. u. Maschinenb. Wien 14. Juli 07 S. 549/55*) Darstellung der wichtigsten Umlaufmaschinen insbesondere mit Dampfbetrieb, u. a. der Maschinen von Patschke, v. Pittler, Hult und der von v. Pittler für Druckwasserbetrieb.

Mehrstufige Dampfturbinen mit Aktionswirkung. Von Wagner. (Z. f. Turbinenw. 10. Juli 07 S. 289/92*) Druckabstufung und Schaufelung bei der Rateau-, A. E. G.- und Zoelly-Turbine.

Eisenbahnwesen.

New type of Great Western express engine: an evolution. Von Rous-Marten. Forts. (Engineer 12. Juli 07 S. 27/28*) Allgemeine Erörterungen über die neue 3/5-gekuppelte Schnellzuglokomotive mit vier Zylindern von gleichem Durchmesser.

Ergebnisse der Konkurrenzfahrten mit Motorwagen und leichten Lokomotiven auf der Vorortlinie der Wiener Stadtbahn. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 5. Juli 07 S. 491/93) Bei den Versuchen wurden Motorwagen von de Dion & Bouton, Turgau-Foy, Stoltz und Komarek sowie zwei Lokomotiven von 17 und 21 t Betriebsgewicht benutzt.

Eisenhüttenwesen.

Hebe- und Transportmittel in Stahl- und Walzwerksbetrieben. Von Stauber. (Stahl u. Eisen 10. Juli 07 S. 965/1051* mit 1 Taf.) Ausführlicher kritischer Fachbericht über Gießkrane, Gießwagen, Muldenbeschickwagen und -krane, Blockabstreifkrane, Blockzangenkrane, Tiefofenkrane, Blockzubringer, Blockdrücker, Blockeinsetzkrane, Packeteinsetzkrane, Blockeinsetzwagen, Fingerkrane, Pratzenkrane, Transportkrane für Blöcke, Schienen, Fassoneisen und Knüppel, Chargierkrane und -wagen und ähnliche Einrichtungen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die neue Eisenbahnbrücke über den Neckar bei Heidelberg. Von Lucas, Müller und Trauer. Forts. (Deutsche Bauz. 10. Juli 07 S. 385/86*) S. Zeitschriftenschau v. 20. Juli 07. Forts. folgt.

The bridge over the river Wear at Sunderland. (Engng. 12. Juli 07 S. 43/44* mit 1 Taf.) Zweistöckige Eisenbahn- und Straßenbrücke mit drei Landöffnungen von 67 bis 68,3 m Spannweite und einer Flußöffnung von 108 m Weite, überspannt von Parallel- und Parabelfachwerkträgern. Die Brücke ist zwischen den Trägern 7,9 m breit und hat auf beiden Seiten Auskragungen für Fußgängersteige und Rohrleitungen. Der Untergurt der Straßenfahrbahn liegt 26 m über Hochwasserspiegel.

Elektrotechnik.

Die Versorgung der Stadt Mannheim mit Wasser und Licht. Von Pichler. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 07 S. 636/47*) Beschreibung des für eine Höchstleistung von rd. 4000 KW gebauten Elektrizitätswerkes.

Kompoundierte Wechselstrom-Kommutator-Maschinen. Von Heyland. (ETZ 11. Juli 07 S. 689/91*) Angaben über den Betrieb mit einer 450 KW- und drei 390 KW-Maschinen mit Eigenerregung.

Eine bisher nicht beobachtete Erscheinung an Transformatoren. Von Zipp. (El. Kraftbetr. u. B. 13. Juli 07 S. 383/89*) Theoretische Untersuchungen über die Stromaufnahme bei Transformatoren mit großem Widerstand in der Primärwicklung und über die Eisenverluste des allgemeinen technischen Transformators.

Choke-coils versus extra insulation on the end-windings of transformers. Von Kintner. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 685/88) Der Vergleich spricht sich zugunsten der in Oelbehältern angeordneten Drosselspulen aus. Als Nachteil wird nur die

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

unvermeidliche Vermehrung und verwickeltere Anordnung der Schaltanlage angeführt.

Protection of the internal insulation of a static transformer against high frequency strains. Von Moody. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 689/94*) Der Verfasser erläutert die Vorteile, die durch verstärkte Isolation der Anfang- und Endwindungen einer Transformatorspule gewonnen werden.

Canadian Niagara Power Company's transmission to Buffalo. (El. World 29. Juni 07 S. 1299/1302*) Der Strom wird auf dem kanadischen Ufer durch eine 24 km lange doppelte Drehstromleitung auf einer Mastlinie nach Bertie Hill, sodann mit einer freitragenden Spannweite von rd. 500 m nach einem Uferturm und schließlich mit rd. 670 m Spannweite in 40 m lichter Höhe über den Niagara-Strom nach dem Transformatorenwerk B in Buffalo geführt.

Some power transmission economics. Von Baum. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 743/57*) Einzelheiten der Leitungen und Konstruktion neuerer Oelschalter im Gebiete der Fernleitungsnetze von Kalifornien.

Location of broken insulators and other transmission line troubles. Von Nicholson. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 723/33*) Schaltung und rechnerisches Verfahren zum Aufsuchen von Erdschlußstellen in Fernleitungen.

Transmission line towers and economical spans. Von Scholes. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 695/711*) Berechnung von Leitungsmasten aus Eisenkonstruktion und ihrer Konstruktionsglieder für verschiedene Spannweiten.

Lightning-rods and grounded cables as a means of protecting transmission lines against lightning. Von Rowe. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 713/22*) Die Erfahrungen im Betrieb einer rd. 160 km langen 60000 V-Leitung in Mexiko, die vielfach durch den Blitz beschädigt wurde, führten dazu, den Leitungsdraht vom Kopf der eisernen Masten zu entfernen und zunächst Blitzableiterstangen und schließlich an deren Stelle einen durchlaufenden, häufig geerdeten Schutzdraht am Kopf der Masten anzuordnen. An die Hochspannungsleitung angeschlossene Blitzüberleitungen oder Funkenstrecken haben sich nur als wirksam erwiesen, wenn sie ziemlich dicht über die Leitung verteilt sind.

Erd- und Wasserbau.

The new Cardiff dock. (Engineer 12. Juli 07 S. 32/36*) Lageplan und eingehende Beschreibung der unlängst dem Betrieb übergebenen neuen Hafenanlagen.

Modern development of British fishery harbours. V. Von Austen. (Engng. 12. Juni 07 S. 38/40*) Entwicklung und Neubauten der Häfen von Newlyn und North Sunderland.

Die Versenkung eines 2 m-Rohres der Dresdener Dükeranlage. Von Klette. (Zentralbl. Bauv. 13. Juli 07 380/82*) Infolge ungünstiger Umstände ging die Versenkung des 230 m langen Rohres nicht in der gewünschten Weise von statten. Beschreibung der Vorgänge.

Gasindustrie.

Versuche an der Leuchtgas-Fernleitung zwischen Rorschach und St. Gallen. Von Fliegner. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 07 S. 629/36*) Durch die Versuche sollte festgestellt werden, ob die bisher zur Berechnung gewöhnlicher Gasleitungen üblichen Formeln auch für eine Hochdruckleitung, die bedeutenden Höhenunterschied überwinden mußte, benutzt werden können. Forts. folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Bedeutung der Müllverbrennung für die Elektrotechnik. Von Dettmar. Forts. (ETZ 11. Juli 07 S. 691/95*) Darstellung der Anlagen in Wien, Brünn, Fiume und Wiesbaden. Forts. folgt.

Hebezeuge.

Stromverbrauch der Portalkrane. Von Koll. (Dingler 13. Juli 07 S. 433/36) Der Verfasser berichtet über seine Untersuchungen an einem elektrisch betriebenen Portalkran von 4 t Tragkraft.

Heizung und Lüftung.

Anordnung und Bemessung der Rohrleitung bei Warmwasserheizungen mit besonderer Berücksichtigung der Wärmeverluste im Rohrnetz. Von Lucas. (Gesundhtsing. 13. Juli 07 S. 457/63*) Ableitung von Formeln und Aufstellung von Zahlentafeln zur Ermittlung der einschlägigen Werte.

Die Abkühlung von Heizröhren durch darüber geleitete Luftströme. Von Esmarch. (Gesundhtsing. 13. Juli 07 S. 453/55*) Der Verfasser berichtet über seine Versuche zur Klärung der Frage, die indes noch kein endgültiges Ergebnis geliefert haben.

Die Entwicklung der neueren pneumatischen Wärmeregler. Von Gwosdz. (Dingler 13 Juli 07 S. 442/45*) Konstruktion und Wirkungsweise der Regler von Power und Nash.

Kälteindustrie.

Der neue raschlaufende Druckverdichter der Maschinenfabrik A. Freundlich, Düsseldorf. Von Moog. (Z. Kälte-Ind. Juni 07 S. 101/05*) Die Maschinen werden bis zu 500000 WE in liegender und stehender Bauart mit unbelasteten kurzhübigen Klappenventilen für Ammoniak, schweflige Säure und Kohlensäure ausgeführt und zeichnen sich durch geringen Raumbedarf aus.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Elektrisch betriebene, selbsttätig wirkende Erzentlader. Von Perkins. (El. Kraftbetr. u. B. 13. Juli 07 S. 381/83*) Die Ladevorrichtungen, insbesondere im Lackawanna- und Lorrain-Stahlwerk.

Landwirtschaftliche Maschinen.

The Royal Agricultural Society's show. Forts. (Engineer 12. Juli 07 S. 30*) S. Zeitschriftenschau v. 13. Juli 07.

Maschinenteile.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben. Von Baudiss. Forts. (Dingler 13. Juli 07 S. 436/38*) S. Zeitschriftenschau v. 20. Juli 07. Forts. folgt.

Materialkunde.

Des huiles à graisser. Von Baron. (Mém. Soc. Ing. Civ. Mai 07 S. 653/61*) Untersuchungen über verschiedene Schmierölsorten mit besonderer Berücksichtigung ihrer Verwendung für bestimmte Zwecke.

Mechanik.

Mitteilungen über die Ergebnisse der Probebelastung durchgehender (kontinuierlicher) mit den unterstützenden Trägern zusammenhängender Eisenbetonplatten. Von Koenen. (Deutsche Bauz. 10. Juli 07 S. 49/50*)

Meßgeräte und -verfahren.

A transmission dynamometer. Von Durand. (Am. Mach. 6. Juli 07 S. 883/84*) Bei dem Dynamometer für 40 bis 50 PS wird das von zwei Transmissionswellen übertragene Drehmoment mittels zweier fester und zweier auf einem doppelten Wiegearm sitzender Kettenräder ermittelt.

The variation of manganin resistances with atmospheric humidity. Von Rosa und Babcock. (El. World 29. Juni 07 S. 1302/05*) Die umfangreichen Versuche haben ergeben, daß die Manganinwiderstände je nach der Feuchtigkeitsaufnahme des Isolierstoffes ihren Wert bei der mit der Jahreszeit wechselnden Luftfeuchtigkeit beträchtlich ändern. Nur mit Paraffin isolierte Spulen haben einen für Vergleichmessungen genügend gleichbleibenden Widerstand.

Beasley's recording gas-calorimeter. (Engng. 12. Juli 07 S. 46/48*) In dem selbsttätigen Heizwertmesser wird in einer Probeflamme eine bestimmte Gasmenge verbrannt und die dadurch hervorgerufene Temperaturerhöhung durch ein Differentialthermometer angezeigt und aufgeschrieben. Einzelheiten der Konstruktion, Wirkungsweise und Handhabung im Betriebe.

Metallbearbeitung.

A large hydraulic forging machine. Von Watt. (Am. Mach. 6. Juli 07 S. 886/87*) Die Schmiedepresse ist in der Juniata-Werkstatt der Pennsylvania Bahn in Altoona, Penn., aufgestellt und dient zum Bearbeiten von Schmiedestücken bis zu etwa 500 mm Länge. Sie wird mit Druckwasser von 100 at Ueberdruck betrieben und besteht aus einem senkrechten und einem wagerechten Schmiedekolben je mit 200 t, zwei seitlichen Kolben zum Halten je mit 150 t und einem senkrecht aufwärts wirkenden Kolben zum Abdrücken mit 50 t Druck.

Some shop tools and methods-locating centers and turning spherical bearings. Von Le Card. (Am. Mach. 6. Juli 07 S. 884/85*) Darstellung einiger im Betrieb erprobter Einspannvorrichtungen, Meßwerkzeuge, Werkzeughalter und Werkzeugformen.

Boring bars and cutters. Von Dixie. (Am. Mach. 6 Juli 07 S. 880/83*) Darstellung der bei der Link-Belt Co. ausgebildeten Normalwerkzeuge zum Ausdrehen von größeren Bohrungen Schruppstähle, Doppelendstähle, Meßmaschine, normaler Stahlhalter, Leitsätze für Bohrarbeiten an Gußeisen und Stahl.

Physik.

The properties of electrons. Von Sheldon (Proc. Am. Inst. El. Eng. Mai 07 S. 651/82*) Darstellung der Elektrizitätslehre auf Grund der neueren physikalischen Forschung.

Schiffs- und Seewesen.

Schiffskessel- und Schiffsmaschinenbau auf der Internationalen Ausstellung zu Mailand 1906. Von Romberg. Forts. (Schiffbau 10. Juli 07 S. 725/27*) S. Zeitschriftenschau v. 13. Juli 07. Schluß folgt.

The marine steam-turbine. Von Parsons und Ridsdale. (Engng. 12. Juli 07 S. 61/62*) Uebersicht über die gesamte bisherige Verwendung von Parsons-Turbinen für Schiffe. Rückwärtsturbinen. Anordnung der Turbinentrommeln auf Handel- und Kriegsschiffen.

U. S. S. »Kansas«. Description and official trials. Von Leavitt jr. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 07 S. 430/79 mit 7 Taf.)

Das Schiff ist zwischen den Loten 137 m lang, 23 m breit und hat 16000 t Wasserverdrängung. Bei den Probefahrten wurde eine Geschwindigkeit von 18,5 Knoten erzielt. Eingehende Angaben über die Konstruktion und Einrichtung.

»Dreadnought«. Von Müller. (Schiffbau 10. Juli 07 S. 730/33) Kritische Betrachtungen über die Konstruktion und die Eigenschaften des Linienschiffes.

Seil- und Kettenbahnen.

Die Drahtseilbahnen für Versatzmaterial der Zechen Courl und Scharnhorst der Harpener Bergbau-Aktien-Gesellschaft. Von Schulte. (Glückauf 13. Juli 07 S. 875/79*) Die Drahtseilbahnen von 4610 und 3970 m Länge und 22,3 und 22,5 m Gefälle für die Last sind nach der Bleichertschen Anordnung für ununterbrochenen Betrieb errichtet und sollen je 170 t/st fördern.

Straßenbahnen.

Die neue elektrische Straßenbahn in St. Petersburg. Von Gabran. (ETZ 11. Juli 07 S. 681/85*) Die im Bau begriffene Bahn, die zunächst 45 km, später 210 km Gleis von 1524 mm Spurweite umfassen soll, wird mit Gleichstrom von 600 V betrieben. Zur Stromerzeugung dient ein Hauptkraftwerk mit drei 2200 KW Westinghouse-Turbodynamos, die Drehstrom von 6600 V Spannung an fünf Umformerwerke liefert. Die zweiachsigen Triebwagen sind 9,07 m lang über den Puffern, 2,28 m breit, haben 3,3 m Radstand und sind mit zwei 35 bis 40 pferdigen Hauptstrommotoren ausgerüstet.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Ueber Großgasmaschinen und ihre Untersuchungen. (Glückauf 13. Juli 07 S. 865/75*) Ueberblick über die Entwicklung der Gasmaschinen. Heizwert der Koksofengase. Heizwertbestimmung und Gasanalyse. Kokerei mit Nebenerzeugnissen der Schachtanlage Emscher 1/2 und die Ergebnisse ihres Gasmaschinenbetriebes.

Some notes on gas engines. Von Diederichs. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Mai 07 S. 279/346*) Uebersicht über die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschinen und ihre Konstruktionen. Eigenschaften der verschiedenen Brennstoffe.

Wasserkraftanlagen.

Beiträge zur Berechnung und Konstruktion der Wasserturbinen. Von Wagenbach. Forts. (Z. f. Turbinenw. 10. Juli 07 S. 292/95*) Das Wasser im Laufrad der Turbine. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Das Wernerwerk von Siemens & Halske mit besonderer Berücksichtigung der Wassermesserfabrikation. Von Quaink. (Journ. Gasb.-Wasserv. 13. Juli 07 S. 647/52*) Lageplan und Beschreibung der Anlagen. Konstruktion und Herstellung der Wassermesser.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 13. Juli 07 S. 438/42*) Schlämmen des Tones. Maschinen zum Reinigen und zum Zerkleinern des Tones. Trockenvorrichtungen. Forts. folgt.

Rundschau.

Der Kampf mit der Stufenscheibe, den der deutsche Maschinenbau allerdings weniger lebhaft führt als der amerikanische, hat einerseits zu Stirnräder-Stufengetrieben[1]) geführt, anderseits zu Reibungs-Wechselgetrieben oder zu vielstufigen Vorgelegen, die mit einem schmalen, über eine Spannrolle laufenden Riemen versehen sind und vielleicht bis zu $2^1/_2$ PS in

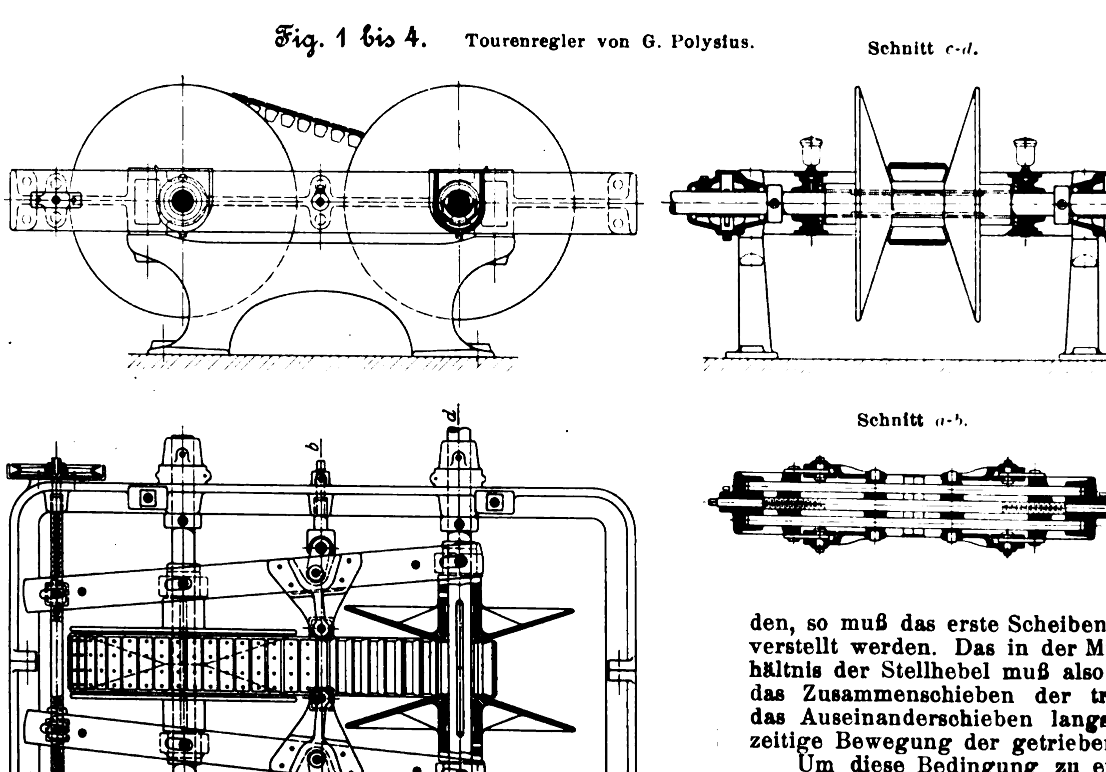


Fig. 1 bis 4. Tourenregler von G. Polysius.

Frage kommen (Viktoria-Deckenvorgelege von Paul Heuer, Dresden). Bei den älteren Reibgetrieben zum Aendern der Geschwindigkeit ist meist die zur Kraftübertragung dienende Berührungsfläche sehr gering. Diesen Uebelstand vermeidet der Tourenregler von G. Polysius, Dessau, Fig. 1 bis 4, der im wesentlichen aus 2 Scheibenpaaren besteht, zwischen denen ein Treibgurt läuft. Durch Stellhebel kann der gegenseitige Abstand bei dem einen Scheibenpaar vergrößert, bei dem andern verringert werden, oder umgekehrt, wodurch sich die Durchmesser derjenigen Kreise ändern, in denen der Gurt die kegelförmigen Flächen berührt. Zwischen den Hebeln und den Scheiben sind Kugellager angeordnet, die den Druck in Richtung der Welle aufnehmen.

Die Stellhebel müssen den Abstand der Scheiben derart regeln, daß die Riemenspannung unverändert bleibt, d. h. die jeweilige theoretisch erforderliche Riemenlänge muß mit der gegebenen Länge des Treibgurtes möglichst übereinstimmen. Laufen z. B. beide Wellen mit gleicher Geschwindigkeit, und soll die Geschwindigkeit der getriebenen Welle verdoppelt werden, so ist das treibende Scheibenpaar um a auseinander zu schieben, das getriebene um $1{,}12\,a$ zu nähern[1]); soll umgekehrt eine Uebersetzung von 2:1 ins Langsame stattfinden, so muß das erste Scheibenpaar um b, das andre um $0{,}39\,b$ verstellt werden. Das in der Mittellage vorhandene Hebelverhältnis der Stellhebel muß also derart geändert werden, daß das Zusammenschieben der treibenden Scheiben schneller, das Auseinanderschieben langsamer erfolgt, als die gleichzeitige Bewegung der getriebenen Scheiben.

Um diese Bedingung zu erfüllen, ist jeder Stellhebel in der Mitte an einem Lenker befestigt und schwingt um einen Zapfen, der parallel zu den Scheibenachsen gleiten kann. Der Drehpunkt des Lenkers ist nachstellbar.

Diese Tourenregler werden für 2- bis 10 fache Uebersetzung und bis zu 450 Uml./min der Antriebwelle gebaut. Bei 100 Umdrehungen können sie je nach Größe 0,6 bis 110 PS übertragen. Volk.

Beim Verlegen von Wasserleitungen ist es vielfach erforderlich, sie über größere schiffbare Wasserläufe hinwegzuführen. Sind feste Brücken vorhanden, so werden die Leitungen am einfachsten und billigsten darüber geführt; andern-

[1]) Ruppert, Z. 1904 S. 416 u. f.

[1]) Diese Zahlen sind unmittelbar aus den Abmessungen der Figur berechnet und gelten nicht allgemein.

falls ist es jedoch nötig, die Leitung derart in das Bett des Wasserlaufes zu verlegen, daß sie dem Druck des Wassers und mechanischen Angriffen durch schleppende Anker, Stangen (Schürbäume) usw. nicht ausgesetzt ist oder ihnen Widerstand leisten kann.

Das übliche Verfahren, nach dem die meist aus Schmiedeisen hergestellte, fertig zusammengebaute Rohrleitung in einer zu diesem Zweck im Wasserlauf ausgebaggerten Rille versenkt wird, ist mit vielen Schwierigkeiten verbunden. Das Ausbaggern der Rille ist, wie alle derartigen Arbeiten unter Wasser, sehr kostspielig, manchmal sogar unmöglich. Die Rohrleitung muß dem Lauf der Rille genau folgen, und dazu werden unter Umständen Paßstücke erforderlich, die die Leitung verteuern und ihre Betriebsicherheit beeinträchtigen. Beim Herablassen der starren Leitung von den Prähmen ist äußerste Vorsicht geboten, da es leicht Anlaß zu Rohrbrüchen und Undichtheiten geben kann. Endlich läßt die Betriebsicherheit einer solchen Dükeranlage viel zu wünschen übrig, weil die unzugänglichen Rohrleitungen schon durch die Temperaturänderungen starken Beanspruchungen ausgesetzt sind.

Bei **Verwendung armierter Wasserrohre**, wie sie vom Carlswerk der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke in Mülheim am Rhein hergestellt werden, fällt die Notwendigkeit des Einbaggerns der Rohre fort, da sie ohne Gefahr im offenen Wasserlauf verlegt werden können. Die Verlegung eines armierten Wasserrohres macht infolge seiner Biegsamkeit nicht mehr Schwierigkeit als die eines Unterwasser-Seiles oder elektrischen Kabels, dem es in seiner Armatur nachgebildet ist.

Fig. 1 und 2.
Armiertes Wasserrohr der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke.

Fig. 1.

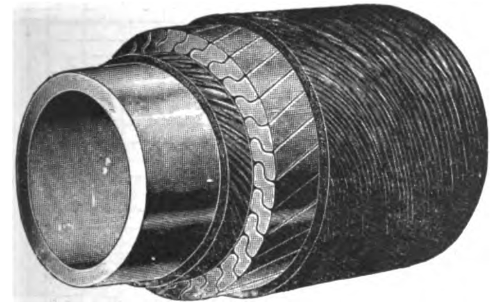
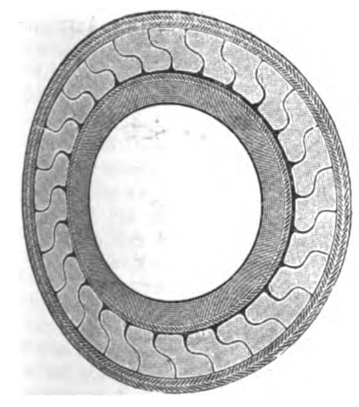


Fig. 1 zeigt eine Seitenansicht eines armierten Rohres, bei der die einzelnen Teile der Deutlichkeit wegen abgestuft sind, Fig. 2 den Querschnitt. Das innen und außen glatte Bleirohr, das die eigentliche Leitung bildet, ist mit einem imprägnierten Polster umgeben, das seinerseits der Armatur als Unterlage dient. Die Armatur besteht aus besonders geformten, ineinander geschachtelten Stahldrähten, die dem Rohr einen lückenlosen rohrartigen Schutz bieten, ohne seine Biegsamkeit zu beeinträchtigen, und die es gleichzeitig gegen äußeren und inneren Druck und gegen Zugbeanspruchungen sehr widerstandsfähig machen.

Fig. 2.



Falls die Rohre im Meerwasser zur Verlegung kommen oder sonstwie chemischen Einflüssen ausgesetzt sind, wird die Armatur noch mit einer Doppelschicht asphaltierten Garnes umgeben, wie das in den Abbildungen angedeutet ist. Diese Verbundrohre, die aus einem Metallrohr und einem aus Formdrähten hergestellten Hohlseil bestehen, sind durch das D. R. P. Nr. 101396 geschützt.

Die im übrigen beliebige Fabrikationslänge der armierten Rohre ist nach oben hin dadurch begrenzt, daß der Haspel, auf dem die einzelne Länge aufgerollt wird, noch bequem fortschaffbar sein muß. Eine einfache und sichere Flanschverbindung macht es möglich, die einzelnen Rohre ohne Verminderung ihrer Festigkeit und Dichtigkeit miteinander zu verbinden, so daß die Längen, in denen solche Leitungen ausführbar sind, nur durch wirtschaftliche Rücksichten beschränkt werden. Die Rohre sind bisher bis zu 65 mm lichter Weite geliefert worden, doch steht einer Herstellung von Rohren mit 75 mm und auch größerem Durchmesser nichts im Wege.

Die Rohre werden in einfachster Weise von einem Fahrzeug aus verlegt, in dem sie entweder lose zum Auslegen bereit liegen oder auf Haspeln aufgerollt sind.

Eine im Frühjahr 1897 erfolgte Verlegung von drei derartigen armierten Wasserrohren von je 410 m Länge durch das Y bei Amsterdam, die nicht mehr als 35 Minuten in Anspruch nahm, zeigt, wie schnell derartige Arbeiten ohne Störung des Schiffahrtverkehrs ausgeführt werden können. Die drei Rohre sind seitdem ununterbrochen im Betrieb und versorgen den jenseits des Y gelegenen Stadtteil Amsterdams mit Trink- und Gebrauchwasser. Auch sonst sind solche Rohre in den letzten Jahren vielfach verwendet worden. Zurzeit führt das Carlswerk einen Auftrag auf Rohre von etwa 10 km Gesamtlänge für Rio de Janeiro aus, wo schon solche Rohre im Gebrauch sind. Die Leitungen, die dazu dienen sollen, die der Bucht von Rio de Janeiro vorgelagerten Inseln mit Trinkwasser zu versorgen, haben 65 mm lichte Weite. Der legierte Bleimantel hat 6,5 mm Wandstärke und ist innen verzinnt. Der Gesamtdurchmesser der Leitung mit Armatur und Umhüllung beträgt etwa 100 mm. Die Rohre werden in Längen von je 200 m auf Haspeln geliefert, von denen jeder mit dem aufgerollten Rohr das ansehnliche Gewicht von 7500 kg aufweist.

Ueber die **Entwicklung der Elektrotechnik in Italien** in den letzten 10 Jahren gibt ein Vortrag des Präsidenten Jona der Associazione Elettrotecnica Italiana gelegentlich des letzten Verbandstages in Mailand einige Anhaltspunkte. An Elektromotoren sind im Jahre 1906 etwa 12000 bis 13000 mit einer Gesamtleistung von 120000 bis 130000 PS ausschließlich der Bahnmotoren aufgestellt gewesen, während 1898 die Gesamtleistung aller Motoren einschließlich derer für Bahnzwecke 23700 PS betragen hat. An Glühlampen waren 1906 rd. 2 Millionen installiert und ungefähr 3 Millionen sind verkauft worden, während 1898 650000 Glühlampen mit zusammen 13 Millionen HK installiert gewesen und 1 Million verkauft worden sind. Damals waren außerdem 3,9 Millionen HK in Bogenlampen installiert und wurden insgesamt 26,8 Millionen KW-st verbraucht. Da die Verhältnisse für Bogenlicht und Brennzeit inzwischen wohl gleich geblieben sind, so kann man die gesamte vorhandene Beleuchtung für 1906 auf rd. 52 Millionen HK mit einem Anschlußwert von 150000 KW und einem Stromverbrauch von 83 Millionen KW-st schätzen. Um einen Vergleich zu ermöglichen, sei angegeben, daß nach dem Stand vom 1. April 1906 in Deutschland nahezu 500000 KW an Beleuchtung und 380000 PS an Kraft angeschlossen waren.

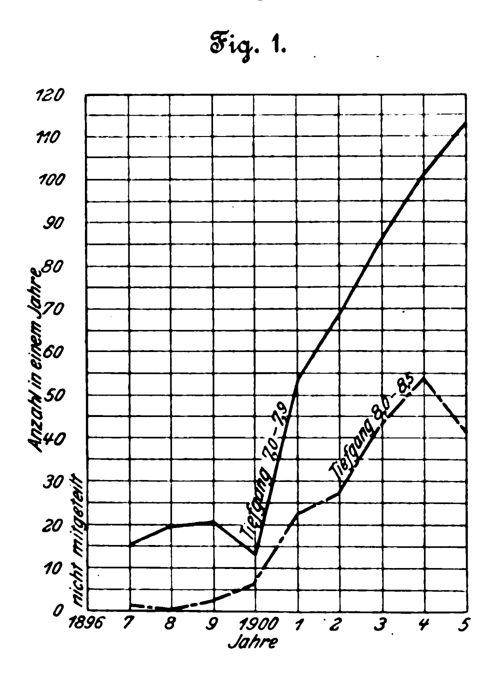
In den elektrotechnischen Fabriken Italiens werden neben Maschinen auch Geräte und Schaltanlagen hergestellt. Durch die jetzt insbesondere in Norditalien vielfach errichteten Kraftübertragungen auf große Entfernungen ist der Bau von Schaltanlagen für hohe Spannungen, die meist mit der zeitgemäßen Zellenform ausgeführt werden, sehr begünstigt worden. Deshalb tritt auch der Bau von Gleichstrommaschinen gegenüber dem von Drehstrommaschinen zurück, die für Leistungen bis zu 3000 PS meist mit geblätterten Polen, offenen Nuten und Schablonenwicklung ausgeführt werden. Die Drehstrommotoren werden fast durchweg mit Anlasser versehen, und Kurzschlußanker dürfen nur bis höchstens 4 PS verwendet werden. Bei den Transformatoren wird im allgemeinen Luftkühlung auch bei hohen Spannungen vorgezogen. Die Hälfte der aufgestellten Maschinen, Transformatoren und Apparate — im Werte von über 7 Millionen ℳ im Jahr 1905 — werden vom Ausland, insbesondere Deutschland, Schweiz und Oesterreich-Ungarn eingeführt.

Wasserkraftanlagen sind in Italien naturgemäß recht viel und von großer Leistung errichtet, weshalb der Bau von Wasserturbinen im Lande selbst sehr vorgeschritten ist. Die wichtigsten Firmen sind Riva Monneret & Co. in Mailand, die Società Italo Svizzera und Calzoni in Bologna, Conti in Breszia und die Officine mecaniche in Treviso. Aus dem Ausland lieferten insbesondere Escher Wyß & Co., Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter & Co., J. M. Voith und Ganz & Co. In Italien werden Wasserkräfte bis zu 250 m Gefäll und bis zu 18 cbm/sk Wassermenge ausgenutzt. Im Lande waren bis zum März 1906 205 Turbinen — meist Francis-Turbinen oder Peltonräder — von mehr als 300 PS Einzelleistung für insgesamt 200000 PS Leistung gebaut; davon leisteten 73 mehr als je 1600 PS. Für den Bau von Dampfmaschinen, zunächst Kolbenmaschinen, kommt in Italien selbst nur die Firma Franco Tosi in Legnano in Frage, die fast alle in italienischen Werken aufgestellten Maschinen gebaut und auch viele Maschinen, vor allem nach Rußland und Südamerika, ausgeführt hat. Von ausländischen Firmen haben hauptsäch-

lich Gebr. Sulzer, Fried. Krupp, R. Wolff, L Láng und van den Kerchove Kolbenmaschinen geliefert. Dampfturbinen werden ebenfalls von Franco Tosi nach der Bauart Brown-Boveri-Parsons hergestellt. Die Belluzzo-Turbinen von Gadda & Co. in Mailand dürften noch keine Bedeutung erlangt haben. Vom Ausland haben Brown, Boveri & Co., Escher Wyß & Co., Maschinenfabrik Oerlikon und die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft Dampfturbinen geliefert. Gasmaschinen, von denen heut insgesamt etwa 28000 PS zum Dynamoantrieb verwendet sind, werden in Italien von der Società Italiana Langen & Wolf in Mailand und von Franco Tosi gebaut. Diese Angaben beziehen sich im wesentlichen auf die öffentlichen Elektrizitätswerke, deren Verhältnisse bei der Entwicklung der italienischen Industrie im allgemeinen als maßgebend für elektrotechnische Anlagen zu betrachten sind. (ETZ 11. Juli 1907)

Die Juninummer der Marine-Rundschau enthält einen ausführlichen Bericht über die Gründe, welche **die Erweiterung des Kaiser Wilhelm-Kanales** erforderlich machen. Bei Aufstellung der ursprünglichen Entwürfe für den Kanal im Jahr 1886 rechnete man mit einem jährlichen Verkehr von etwa 18000 Schiffen mit einem Raumgehalt von 5500000 Reg.-Tons.

Fig. 1.



10 Jahre nach der Eröffnung, im Jahr 1905, waren diese Zahlen bereits überschritten; der Verkehr wies in diesem Jahre schon 33147 Schiffe von zusammen 5749949 Reg.-Tons auf.

Die Anzahl der durch den Kanal gefahrenen Seedampfer und die Betriebseinnahmen und -ausgaben des Kaiserlichen

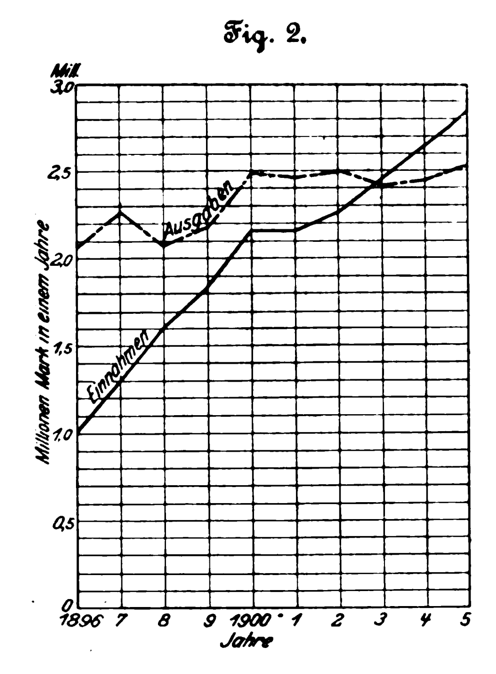
baut worden ist, muß er auch in Zukunft für alle großen Schiffe der Kriegsflotte offen stehen.

Zurzeit dürfen nur Fahrzeuge mittlerer Größe im Kanal aneinander vorbeifahren. Befinden sich größere Schiffe in der Fahrt, so werden die entgegenkommenden an besondern Ausweichstellen festgehalten. Sehr gefährlich für den Verkehr großer Schiffe ist das Anhalten vor den geschlossenen Drehbrücken, wie es heute geschieht.

Um die Leistung des Kanales zu erhöhen, sollen in Brunsbüttel und in Holtenau je zwei neue Seeschleusen gebaut werden, die 330 m zwischen den Toren lang, 45 m breit und 13,77 m unter mittlerem Wasserstand tief sind. Hierdurch wird selbst bei ganz niedrigem Wasserstand in der Ostsee noch eine Wassertiefe von 12 m in den Schleusen gewährleistet. Im Außen-, Innen- und Mittelhaupt soll jede Schleuse ein Schiebetor erhalten. Das Kanalprofil soll, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, erweitert werden.

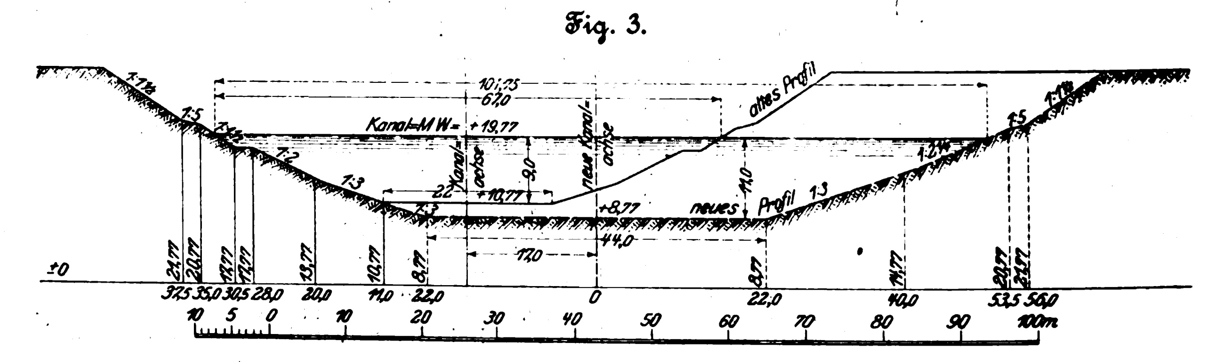
Die Linienführung des bestehenden Kanales wird bei dem Umbau im wesentlichen eingehalten werden; nur an zwei stark gekrümmten Stellen: in den Ober-Eiderseen und am östlichen Ende des Kanales bei Levensau und Holtenau, die zum

Fig. 2.



Durchbringen großer Dampfer wenig geeignet sind, hat man eine neue Linie gewählt. Dagegen werden an Stelle der bisherigen acht Ausweichstellen 11 Weichen angelegt werden, von denen 4 in der Sohle 300 und im Wasserspiegel 340 m, die übrigen 134 und 190 m breit werden. Die Längen dieser möglichst gleichmäßig über den Kanal verteilten Ausweich-

Fig. 3.



Kanalamtes in den Jahren 1896 bis 1905 werden durch die Schaulinien Fig. 1 und 2 wiedergegeben. Wenn der Kanal heute fast an der Grenze seiner Leistungsfähigkeit angelangt ist, so ist dies in erster Linie auf die früher nicht vorgesehene Entwicklung des Schiffbaues im letzten Jahrzehnt zurückzuführen; denn die großen Schnelldampfer haben schon jetzt eine größere Grundfläche als die Schleusenkammern des Kanales, und die jetzt in Dienst gestellten deutschen Schlachtschiffe können mit 13200 t Wasserverdrängung gerade noch durch den Kanal fahren. Bei den im Bau begriffenen neuen großen deutschen Linienschiffen wäre dies ausgeschlossen. Da der Kanal aber in erster Linie für strategische Zwecke ge-

stellen schwanken zwischen 600 und 1100 m.

Um die Verkehrswege — Eisenbahnen und Kanal — vollständig voneinander unabhängig zu machen, sind an Stelle der zurzeit bei Taterpfahl und Rendsburg vorhandenen Drehbrücken Hochbrücken ähnlich denen von Grünenthal und Levensau vorgesehen. Letztere sollen vorläufig in ihrer jetzigen Gestalt beibehalten werden, und das Kanalprofil darunter durch Anordnung von steileren Uferböschungen verbreitert werden.

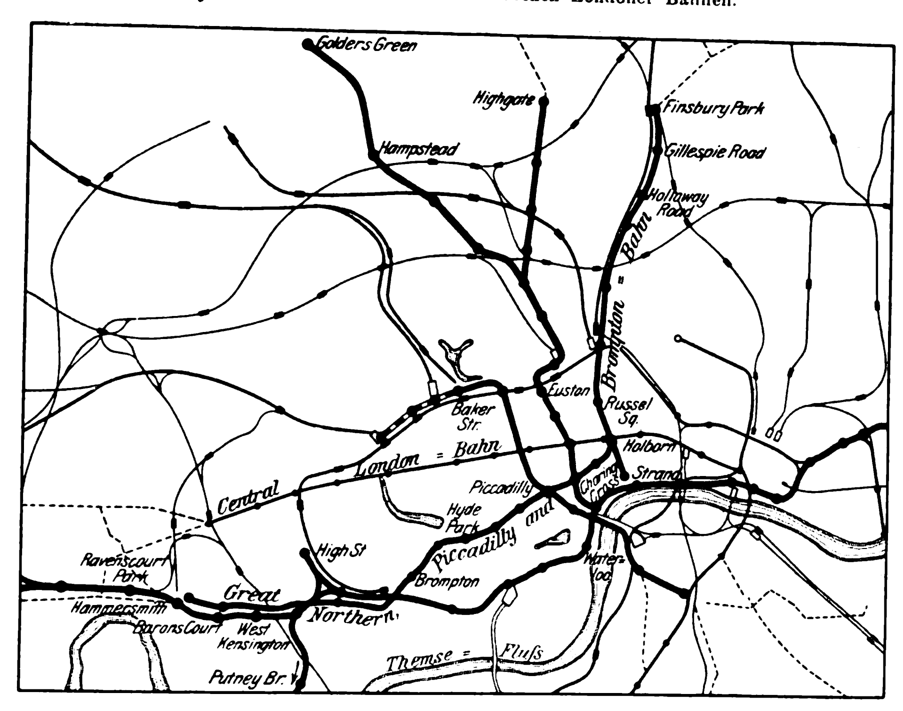
Die geplante Kanalerweiterung bedingt, daß 13 Schleusen, teils Schiffahrts-, teils Entwässerschleusen, beseitigt und in der zukünftigen Uferlinie erneuert werden. 7 Lösch- und



Ladeplätze müssen ebenfalls verlegt werden. Dagegen wird der Stadt Kiel Gelegenheit gegeben, westlich von der neu zu erbauenden Hochbrücke bei Holtenau einen kleinen Handelshafen für den nördlichen Stadtteil anzulegen. Die in Brunsbüttel gegründete Kolonie von Familienhäusern muß infolge des Schleusenneubaues teilweise verlegt werden. Außerdem werden noch einige andre kleine Umbauten erforderlich. Die Baukosten für den ganzen Umbau werden auf 221 Mill. *M* veranschlagt.

Seit wir vor zwei Jahren über **die Einführung des elektrischen Betriebes bei den Vereinigten Londoner Stadtbahnen** berichtet haben[1]), sind naturgemäß in diesem Unternehmen erhebliche Fortschritte gemacht worden. So ist inzwischen auf einem großen Teile der Ost-Weststrecke der Metropolitan District-Eisenbahn mit Abzweigungen nach Putney Bridge und High Street, außerdem auf der Baker Street and Waterloo-Eisenbahn, auf der Great Northern, Piccadilly and Brompton-Eisenbahn mit den zugehörigen Strecken Brompton-Ravenscourt Park und Holborn-Strand und jüngst auf der Charing-Cross-Euston and Hampstead-Eisenbahn mit den Anschlußstrecken nach Golders Green und Highgate der elektrische Betrieb eröffnet worden; vergl. Fig. 1. Die beiden letztgenannten Bahnen gehören, wie schon früher berichtet, zur Underground Electric Railway Company of London, der großen Bau- und Betriebsgesellschaft, der die Umwandlung der Betriebe zu verdanken ist.

Fig. 1. Netz der elektrisch betriebenen Londoner Bahnen.

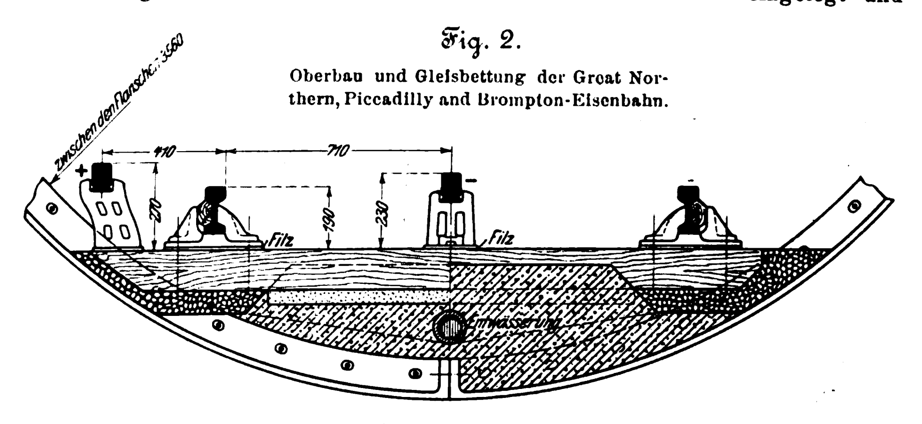


Ueber die **Great Northern, Piccadilly and Brompton-Eisenbahn** entnehmen wir einer Mitteilung von W. Parlow in »Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen«[2]), daß die 14,5 km lange Hauptstrecke von Finsbury Park bis Hammersmith und eine 0,64 km lange Zweigstrecke Holborn-Strand in Tunneln liegen, bis auf die 1,61 km lange Endstrecke West Kensington-Hammersmith, die neben der Metropolitan District-Eisenbahn an der Oberfläche geführt ist und deren Bahnhöfe Barons Court und Hammersmith beiden Bahnen gemeinsam dienen. Die Bahn ist sonst mit je einem besondern Tunnel für die beiden Gleise ausgeführt.

Der Tunnel besteht aus gußeisernen Bogenstücken und hat auf den geraden Strecken 3,56 m Dmr., in den Krümmungen mit Halbmessern über 200 m 3,66 und in den schärferen Krümmungen 3,81 m Dmr. Die stärkste Steigung beträgt rd. 30 vT, der kleinste Krümmungshalbmesser etwa 100 m. Die Bettung des Gleises besteht aus Beton, s. Fig. 2. Die Schwellen aus feuersicherem australischem Carriholz ragen mit den unter den Schienen liegenden Enden seitlich über den Bettungskörper hinaus, wodurch sie leicht federnd wirken; der freibleibende Raum ist durch Schüttung von gewaschenem Granitsteinschlag aus 10 mm großen Würfeln ausgefüllt. Unter den Schwellen sind im Beton liegend Winkeleisen angebracht, die seitliches Verschieben der Schwellen verhindern sollen. Eine rd. 75 mm weite Röhre dient zum Abziehen des übrigens nur spärlich vorkommenden Wassers aus der Bettung. Die Schwellen liegen in 1,025 m, an den Schienenstößen jedoch in 0,508 m Abstand. Das normalspurige Gleis besteht aus 44,64 kg/m schweren starkköpfigen Schienen; die Schienenstühle wiegen je 17,28 kg und sind gegen die Schwellen und die Schrauben mit Fiber isoliert. Der Strom wird den Wagen durch eine seitliche Schiene auf Boulton-Isolatoren zu- und durch eine Mittelschiene abgeführt. Die Stromschienen wiegen 42,16 kg/m, haben rechteckigen Querschnitt und bestehen aus besonders gut leitendem Eisen. Sie sind an den Stößen beiderseitig mit angenieteten Kupferlaschen und unmittelbar an der Fuge durch einen Kupferklotz verbunden, der in Ausschnitte in beiden Schienenenden eingelegt und durch Niete angestaucht ist, Fig. 3 bis 5.

Fig. 2.

Oberbau und Gleisbettung der Great Northern, Piccadilly and Brompton-Eisenbahn.



An den Haltestellen, Fig. 6, ist der Tunnel auf 6,47 m Dmr. erweitert. Die Bettung ist hier in dem freibleibenden Raum mit einem etwas zementärmeren Beton unterlegt. Unter dem in Beton ausgeführten und mit einem besondern Kunststein abgedeckten Bahnsteigkörper ist ein begehbarer Kanal für elektrische Leitungen und eine Wasserleitung angeordnet. Die Leitungen werden sonst im Bahntunnel an der Wand

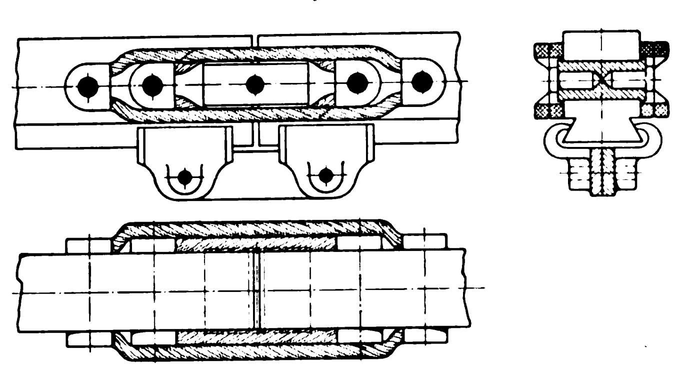
---

[1]) Z. 1905 S. 1617.

[2]) Nr. 10 vom 4. April 1907 S. 193.

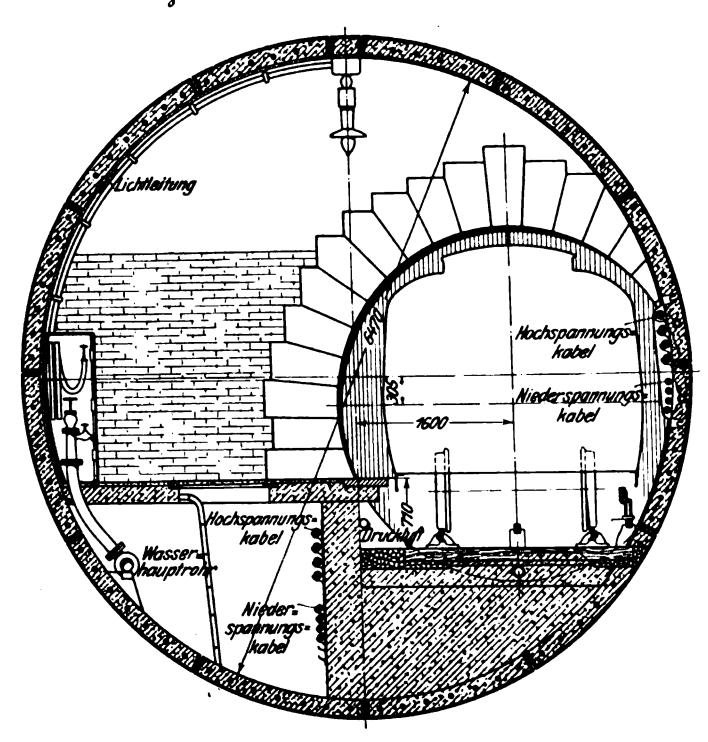
über der Stromschiene entlang geführt. An mehreren Haltestellen sind Weichen angelegt und die Tunnel entsprechend ausgebaut, um beide Gleise miteinander zu verbinden. Die Haltestellen sind mit zwei bis fünf Otis-Aufzügen versehen, deren jeder durch zwei 35pferdige Elektromotoren angetrieben wird. Die Körbe fassen 70 Personen und fahren mit 1,8 m/sk Geschwindigkeit. Nur für die Haltestelle Finsbury Park sind Druckwasseraufzüge verwendet, da die Anlagen hierfür schon von der Fernbahnstrecke her vorhanden waren.

Fig. 3 bis 5.
Schienenverbindung der Great-Northern, Piccadilly and Brompton-Eisenbahn



Außerdem ist in der Haltestelle Holloway Road ein ununterbrochen mit 0,5 m/sk Geschwindigkeit laufender Treppenaufzug angelegt, und neben den Aufzügen sind auf allen Haltestellen noch eiserne Treppen vorhanden. Die Haltestelle Gillespie Road hat keine Aufzüge, da sie nicht tief liegt. Zum Lüften des Tunnels sind an verschiedenen Stellen 19 Sauger eingebaut, die je 524 cbm/min leisten. Die zur Beleuchtung dienenden Glühlampen werden aus einer besondern Leitung mit Drehstrom von 220 V gespeist. An den Haltestellen treten noch Bogenlampen hinzu.

Fig. 6. Querschnitt durch eine Haltestelle.



Den Strom liefert das Kraftwerk Lots Road[1]) in Form von Drehstrom von 11000 V und 33⅓ Per./sk, der in mehreren Umformerwerken in Gleichstrom umgewandelt wird. Zu den auch die District-Bahn versorgenden Umformerwerken Earls Court und South Kensington[2]) kommen noch drei besondere Werke am Hyde Park Corner, Russel Square und bei Holloway. Die Signale und Weichen werden elektropneumatisch nach dem Verfahren von Westinghouse gesteuert.

[1]) s. Z. 1904 S. 576. [2]) s. Z. 1905 S. 1620.

Die Signale an den Weichen und diese selbst werden von Signalbuden aus gestellt. Alle andern Signale sind vollkommen selbsttätig und werden mit Hülfe von Stromkreisen mit 3,5 V Spannung, die durch die sorgfältig isolierten Laufschienen geführt werden, gesteuert. Das rollende Gut der Bahn umfaßt 72 Triebwagen und 144 Anhängewagen, die sämtlich aus Eisen bestehen und innen mit getränktem Mahagoniholz und Asbestpappe ausgekleidet sind. Die 14,98 m langen, 65 Sitzplätze enthaltenden Triebwagen sind mit zwei 200pferdigen Motoren der British Thomson-Houston Co. und mit der Spragueschen Vielgliedersteuerung ausgerüstet. Die Anhängewagen sind etwas kleiner und haben 52 Sitzplätze.

Die Ende Juni d. J. für den elektrischen Betrieb freigegebene **Charing Cross, Euston and Hampstead-Bahn** ist mit den erwähnten Zweigstrecken rd. 8 km lang. Sie steigt von Süden nach Norden um 83 m bei 16,6 vT größter Steigung. Infolge eigenartiger Geländeverhältnisse liegen die Tunnel 300 m nördlich von Hampstead 76 m, bei Hampstead selbst etwa 58 m unter der Oberfläche, während die nächste Haltestelle, Golders Green, im offenen Einschnitt liegt. Die Bahn berührt 16 Bahnhöfe und Haltestellen, so daß die Strecken sehr kurz sind.

Aus den jetzt bekannt werdenden Ergebnissen des elektrischen Betriebes auf den übrigen Londoner Untergrundbahnen ist die starke Abnutzung der Schienen hervorzuheben. Abgesehen von der bei elektrischem Betrieb regelmäßig eintretenden wellenförmigen Abnutzung, die auf Schwingungen der Wagen infolge der Abfederung zurückzuführen ist, keineswegs aber den Verschleiß an Schienen bei Dampfbetrieb übersteigt, ist die größere Abnutzung hier lediglich auf die dichtere Zugfolge und höhere Geschwindigkeit zurückzuführen und hätte der Eisenbahngesellschaft nicht — wie ein Eisenbahnfachblatt[1]) schreibt — unerwartet kommen dürfen. Man will jetzt diesen Mißstand durch Verlegung von Schienen aus stärker gehärtetem Manganstahl an besonders beanspruchten Streckenabschnitten begegnen.

Die Verwendung von **elektrischen Akkumulatorenwagen auf Eisenbahnen**[2]) macht weitere Fortschritte, indem jetzt auch, wie die Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen[3]) schreibt, ein solcher für den Vorortverkehr Trier-Conz und Trier-Ehrang geliefert worden ist. Der betriebsfähig 60 t schwere Wagen faßt in fünf Abteilen 88 Fahrgäste, davon 8 in zweiter und die übrigen je zur Hälfte in dritter und vierter Klasse. Von den vier Achsen werden drei durch parallel geschaltete Nebenschlußmotoren von je 32 PS Dauerleistung und 48 PS Normalleistung für die beiden nur 6,2 und 9,2 km langen Strecken angetrieben. Die Batterie von insgesamt 176 Zellen ist in 8 Gruppen unterteilt und unter den Sitzen aufgestellt. Sie hat 290 Amp-st Kapazität bei 340 V mittlerer Verbrauchspannung und wird mit 120 Amp höchster Entladestromstärke, also etwa 2½ stündiger Entladezeit betrieben. Die 8 Batteriegruppen werden beim Anfahren zunächst insgesamt und sodann stufenweise zur Hälfte und zum Viertel parallel und schließlich hintereinander geschaltet, so daß Anlaßwiderstände nicht erforderlich sind. Um die beim Anfahren auftretende hohe Stromstärke aufnehmen zu können, während die Nebenschlußerregung doch nur an die verhältnismäßig niedrigen Spannungen von zunächst 43 V und 86 V angeschlossen ist, müssen jedenfalls dem heutigen Stande der Elektrotecknik entsprechend Wendepolmotoren verwendet sein. Die Anordnung von Nebenschlußmotoren ermöglicht das Aufladen der Akkumulatoren beim Bremsen. Außerdem sind Handbremsen vorgesehen. Der Wagen wird in Conz aufgeladen und kann mit einer Ladung ungefähr 70 km zurücklegen, also gut zweimal über Trier nach Ehrang und zurück fahren.

Der **erste elektrische Vollbahnbetrieb in Spanien** soll nunmehr auf der 22 km langen Strecke **Santa-Fé-Gergal** eingeführt werden, einer Teilstrecke der 230 km langen Eisenbahn von Linares nach Almeria. Die eingleisige Strecke hat eine nahezu gleichbleibende Steigung von 27,5 vT, weshalb der steigende Verkehr, insbesondere für Erzbeförderung, mit Dampfbetrieb kaum bewältigt werden kann. Der elektrische Betrieb soll mit Drehstromlokomotiven von Brown, Boveri & Co. und 150 bis 300 t schweren Zügen, die mit 25 km/st Geschwindigkeit fahren und von denen jede Stunde einer abgelassen wird, durchgeführt werden. Die Lokomotiven leisten je 320 PS (bei einstündiger Belastung) und sollen im gewöhnlichen Zugdienst paarweise vorgespannt werden. Der

[1]) Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 26. Juni 1907.
[2]) Vergl. Z. 1907 S. 1002. [3]) v. 13. Juli 1907.



Strom wird mit 5500 V Spannung durch eine doppelte Oberleitung und durch die Schienen zugeführt. Bei der Talfahrt soll Strom in das Netz zurückgewonnen werden. Der Strom wird für den vorläufig geplanten, als Versuch anzusehenden Betrieb von einem Dampfkraftwerk in Santa-Fé geliefert. Für eine spätere Ausdehnung können Wasserkräfte nutzbar gemacht werden. Der Betrieb soll 1908 aufgenommen werden. (Schweizerische Bauzeitung 13. Juli 1907)

Nach Mitteilung der ständigen Ausstellungskommission für die deutsche Industrie wird die für das Jahr **1912** geplante **Ausstellung in Tokio**, Japan, zwar nicht als Weltausstellung bezeichnet, soll jedoch nach ihrer ganzen Anlage darauf zugeschnitten sein. Die Ausstellung, für die bereits ein Staatszuschuß von rd. 20000000 ℳ in Aussicht genommen ist, soll vom 1. April 1912 bis zum 31. Oktober 1912 dauern. Das Ausstellungsgelände umfaßt rd. 101 ha. Im gegebenen Zeitpunkte wird sich die ständige Ausstellungskommission näher mit der Beteiligung der deutschen Industrie an dem Unternehmen beschäftigen.

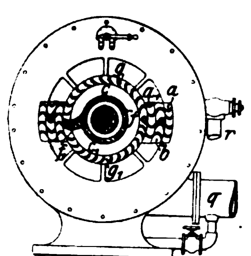
Durch Beschluß von Rektor und Senat der Technischen Hochschule in Darmstadt ist dem ordentlichen Professor der Ingenieurwissenschaften und Baukunde, Geh. Baurat **Theodor Landsberg** in Anerkennung seiner hervorragenden wissenschaftlichen und schriftstellerischen Leistungen auf dem Gebiete der Statik und des Eisenbaues die Würde eines **Doktoringenieurs ehrenhalber** verliehen worden.

Berichtigung.

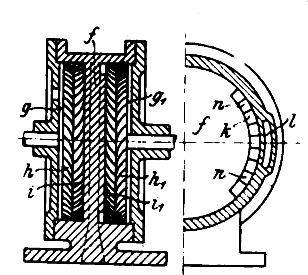
Z. 1907 S. 1113 l. Sp. Z. 28 v. o. lies: $R = \sigma A^{\delta}$ statt $R = \sigma A \delta$.

Patentbericht.

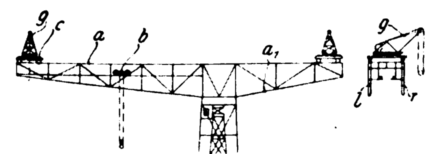
Kl. 14. Nr. 181120. Verbundturbine. L. Hachenberg und E. Sandford, New York, und L. Sandford, Yonkers (St. New York, V. S. A.). Der Dampf tritt von r her in die obere abgeschlossene Hälfte des äußeren Ringraumes der Hochdruckturbine, dann durch (nicht sichtbare) Düsen oder Leitschaufeln in den äußeren Laufradkranz a, durch das Leitrad b in den inneren Kranz a_1 und durch Leitschaufeln g, die ihn zum Kreisen in der Drehrichtung des Rades veranlassen, in die obere Hälfte c des inneren, durch f begrenzten Ringraumes. In der unteren Hälfte c_1 wird der Dampf durch eine Querwand f_1 am Weiterkreisen nach c gehindert und gezwungen, durch Leitschaufeln g_1 und durch a_1, b, a in die untere Hälfte des äußeren Ringraumes zu strömen. Von hier wird er durch einen Kanal in die obere abgeschlossene Hälfte des äußeren Ringraumes der Niederdruckturbine geleitet, die abgesehen von der Schaufelung genau so wie die Hochdruckturbine gebaut ist, so daß der Dampf sie in der oberen Hälfte von außen nach innen, in der unteren von innen nach außen durchströmt und durch q entweicht.



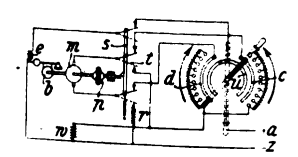
Kl. 14. Nr. 180834. Dampfturbine. E. Müller, Hameln a. d. Weser. Der Dampf tritt aus dem Vorraum g durch das Leitrad h in das erste Laufrad i, das also voll beaufschlagt wird; doch wird der Dampfaustritt während jeder Umdrehung zweimal oder öfter unterbrochen, da die Gehäusewand f zwei oder mehr bogenförmige Oeffnungen k enthält, deren Austrittzellen n den Dampf durch Kanäle l in den zweiten Vorraum g_1 und durch das zweite Leitrad h_1 in das zweite, durch f ebenso wie i zeitweise abgeschlossene Laufrad i_1 leiten usw. So werden für jeden Umlauf zwei oder mehr Arbeitzeiten geschaffen, deren jede der Dampf mit der Geschwindigkeit null beginnt, wodurch die Umlaufzahl erheblich verringert wird.



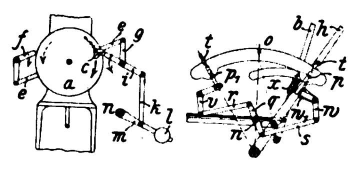
Kl. 35. Nr. 180740 (Zusatz zu Nr. 179024, Z. 1907 S. 677). **Turmdrehkran.** Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath bei Düsseldorf. Die Hülfskatze c für kleinere Lasten, die im Gegensatze zur Hauptkatze b über beide Arme a, a_1 des ringsum drehbaren Auslegers fahren kann, trägt einen drehbaren Ausleger g, so daß man kleinere Lasten nicht nur auf beiden Enden von a, a_1, sondern auch auf beiden Seiten r, l ohne Krandrehung befördern kann.



Kl. 35. Nr. 181201. Sicherheitseinrichtung an elektrischen Hebezeugen. Siemens Schuckert-Werke G. m. b. H., Berlin. Wenn bei Abstellung des die elektrische Hebemaschine m antreibenden Stromes $acsmdw$ (Hauptstromwicklung) z die mit ihrem Elektromagnet e im Stromkreis $auez$ liegende Haltbremse b versagen und die sinkende Last die Welle von m mit steigender Geschwindigkeit drehen sollte, löst der Fliehkraftregler p die Sperrung des federbelasteten Schalters s aus, die voll ausgezogenen Kontakte werden geöffnet, um m und b vom Netz $+ -$ abzuschalten, und die punktierten Kontakte werden geschlossen, um für die Maschine m einen inneren Stromkreis $mtwr$ (Widerstand) herzustellen und sie dadurch in einen Stromerzeuger zu verwandeln, der als Senkbremse die Last mit ungefährlicher Geschwindigkeit sinken läßt.

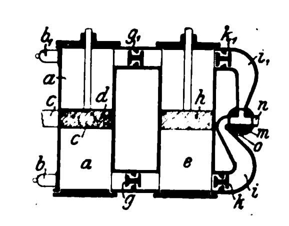


Kl. 35. Nr. 181025. Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen. W. Kleinebreil, Walsum (Kr. Ruhrort). Die Teufenzeigerscheibe a hat auf jeder Seite (für beide Fahrtrichtungen) einen einstellbaren Mitnehmer c, der kurz vor Ende der Fahrt auf den Anschlaghebel i (oder f) trifft und durch das bei l belastete Gestänge $(feg)\,ikm$ die Wellenleitung n, Fig. 1 und 2, dreht. Diese schiebt durch Gestänge



qsw, qrv zwei in der Stellhebelschiene o geführte Schieber p, p_1 nach oben und löst die Sperrklinke t des Stellhebels h aus, worauf eine geeignete Belastung (Gewicht, Feder) den Hebel h in die Mittellage wirft und den Dampf abstellt. Nachdem der dritte Arm w_1 des Winkelhebels w den toten Gang seiner Schleife x zurückgelegt hat, löst er den Bremshebel b aus, und die Bremse stellt die Maschine still.

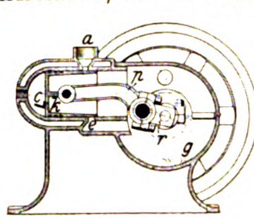
Kl. 46. Nr. 181500. Doppeltwirkende Zweitaktmaschine. H. Leonhardt, Sprendlingen, und J. Wirth, Hanau a. M. Die Kolbenstangen der Kraftmaschine ad und der Ladepumpe eh sind durch ein Querhaupt fest verbunden, so daß sich die Kolben d, h gleichstimmig bewegen. Wird im unteren Totpunkt die vorher angesaugte und verdichtete Ladung von b her entzündet, so schließt sich das Ventil g, der Arbeitskolben d wird aufwärts getrieben, h aber saugt von n her durch i, k neues Gemisch an. Bis zur Hubmitte wird über h die vorher durch n, i_1, k_1 angesaugte neue Ladung durch g_1 nach a geschoben, und die Rückstände werden durch das offene Auspuffventil c entfernt. In der Mitte des Hubes wird c geschlossen, so daß d auf dem ganzen Hube von unten Antrieb empfängt, während oben die neue Ladung auf der zweiten Hubhälfte von d und h verdichtet und im oberen Totpunkt von b_1 her entzündet wird. Der Rückhub verläuft ebenso; die Verdichtung dauert also (in a und e) nur einen halben Hub, die Ausdehnung (in a allein) einen ganzen Hub. Dasselbe geschieht bei Leerlauf mit der nach Viertellinksdrehung des Dreiweghahnes m von o her angesaugten Luft.



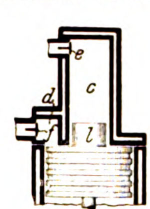
Kl. 46. Nr. 181420. Arbeitsverfahren und Vorrichtung für Viertaktmaschinen. E. Koch, Duisburg. Damit bei Viertaktmaschinen mit Hülfsauspuffschlitzen f, die das Auspuffventil d in der schnellen Beseitigung der Abgase unterstützen, der Kolben am Ende des Saughubes nicht Abgase aus dem Auspuffrohr b durch f zurücksauge wird die Saugwirkung der durch b auspuffenden Gase benutzt, Luft an f vorbei nach b zu saugen, die dann am Ende des Saughubes statt der Abgase durch f in den Zylinder tritt. Zur Ausführung dient entweder ein Strahlsauger a, Fig. 1, oder ein selbsttätiges Ventil e, Fig. 2. Um die Stärke der Saugwirkung des Auspuffstromes zu regeln, die das Ladeventil c am Ende des Auspuffhubes aufsaugen könnte, wird vor f eine Drosselvorrichtung g angeordnet.

Fig. 1. Fig. 2.

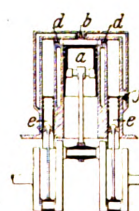
Kl. 46. Nr. 181147. Gasturbine. Dr. F. Stolze und R. Barkow, Charlottenburg. Der Luft- und Gasverdichter a ist mit der eigentlichen Turbine, dem durch Arbeitsgase angetriebenen Laufrade b, in einem Körper vereinigt, und die Strömungsrichtung in dem ein- oder mehrstufigen Verdichter a ist der in der ein- oder mehrstufigen Turbine b entgegengesetzt, wodurch die Maschine wesentlich verkürzt wird.



Kl. 46. Nr. 181419. Einfachwirkende Kraftmaschine. R. H. Ramsey, Germanstown (Philadelphia, Penns., V. S. A.). In dem geschränkten Schubkurbelgetriebe $ckpr$ berührt die Zylinderachse den Kurbelkreis, und die Pleuelstange p ist weniger als viermal, aber mehr als dreimal so lang als die Kurbel r (z. B. $p = 3^3/_8 r$). Hierdurch wird erreicht, daß der Kolbenweg etwa 5 vH größer als der Kurbelkreisdurchmesser wird und der Kolben sich auf diesem Wegteile von 5 vH hin und zurück so langsam bewegt, daß die Kurbel während dessen einen Winkel von etwa 60° beschreibt. Bei Zweitaktmaschinen wird in diesen Teil des Kolbenweges die Auspufföffnung a und die Einlaßöffnung e für die neue Ladung verlegt (das Kurbelgehäuse g dient als Ladepumpe). Bei Viertaktmaschinen erhält dieser Wegteil eine Hülfsauspufföffnung, die samt dem gesteuerten Auspuffventil dazu dient, die Abgase schnell fortzuschaffen.

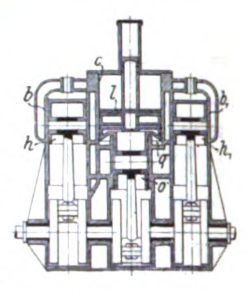


Kl. 46. Nr. 181421. Viertaktmaschine. F. Delu, Lüttich. Die Maschine ist mit einer Verdichtungs- und Auspuffkammer c und einer Ansaugkammer d versehen. Beim Beginn des Saughubes bleiben die Rückstände in c vermöge des Kolbenansatzes l von dem durch f angesaugten Gemisch getrennt, indem zunächst die Rückstände aus d an l vorbei nach c strömen. Beim Beginn des Verdichtungshubes wird das Auspuffventil e geöffnet, bis die Rückstände aus c ausgetrieben sind; dann wird das Gemisch in c und d verdichtet. Es folgt Zündung und Krafthub sowie der Auspuffhub bei abermals geöffnetem Ventil e. Der Regler beeinflußt die Steuerung der Ventile e, f in der Weise, daß die Gemischmenge wechselt, der Verdichtungsgrad aber unverändert bleibt.



Kl. 46. Nr. 181422. Zweitaktmaschine. R. Heß, Karlsruhe (Baden). Die Ladepumpe a wird von der Kraftmaschine e, deren Kurbeln um 180° gegen die Kurbel von a versetzt sind, ringförmig umschlossen (oder umgekehrt), wodurch eine sehr gedrängte Anordnung erreicht wird. Die von a durch b angesaugte Ladung wird beim Rückgange von a vorverdichtet, bis e den Auspuff f freilegt, worauf sie durch Ventile d in den Arbeitszylinder strömt und die Rückstände durch f austreibt. Beim Rückhube von e wird die Ladung verdichtet und im Totpunkt entzündet.

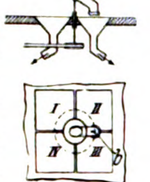
Kl. 46. Nr. 181206. Verbund-Verpuffmaschine. J. W. Eisenhuth, New York. Zwei im Viertakt arbeitende gleichlaufende Hochdruckmaschinen bh, b_1h_1 entlassen ihre Arbeitsgase abwechselnd in den oberen Raum einer entgegengesetzt laufenden Niederdruckmaschine cl. Um bei solchen Maschinen im Bedarfsfalle die Leistung zu erhöhen, wird in den vom Stufenkolben lo gebildeten Ringraum q unmittelbar frische Ladung eingeführt und entzündet. Die Steuerung für diese Zusatzmaschine ist so eingerichtet, daß sie während des Ganges ein- und ausgerückt werden kann.



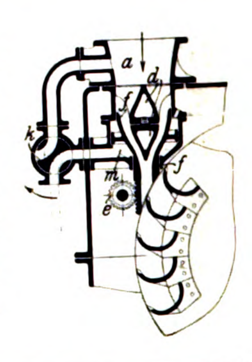
Kl. 46. Nr. 181149. Antrieb von Luft- oder Gasturbinen. F. Schäfer, Dessau. Um zu vermeiden, daß sich die Düsen und Schaufeln mit den heißen Verbrennungsgasen berühren, wird ein brennbares Gemisch in einer Kammer k verpufft, wodurch Luft und kühle Rückstände ausgetrieben werden. Durch Abkühlung der heißen Verbrennungsgase wird dann ein Unterdruck in k erzeugt, der Luft oder brennbares Gemisch von außen her durch die der Kammer k vorgeschaltete Turbine t saugt. Die Kammer ist mit Kühlrippen oder einem Wassermantel, einer Zündvorrichtung z und einem nach außen sowie einem nach innen öffnenden Ventil v_1, v_2 versehen und steht bei v_2 mit dem Turbinengehäuse g in Verbindung.



Kl. 50. Nr. 184534. Vorrichtung zum gleichmäßigen Verteilen von Schüttgut bei Sichtmaschinen u. dergl. Amme, Giesecke & Konegen A.-G., Braunschweig. Zur gleichmäßigen Verteilung des Schüttgutes in die Einläufe I bis IV ist ein umlaufendes schräges Zuführrohr b angeordnet. Bei Anwendung auf Plansichter wird dieses Rohr durch einen außerhalb seiner Drehachse angreifenden, auf dem Plansichter befestigten Zapfen angetrieben, dessen Abstand von der genannten Drehachse gleich dem Kurbelhalbmesser des Plansichters ist.



Kl. 88. Nr. 181449. Regeldüse für Freistrahlturbinen. V. Gelpcke, Zürich, und P. Kugel, Düsseldorf. Ein in der Stromrichtung festgehaltener, vom Druckwasser umspülter Kern d wird von einem verschiebbaren Mantel f umgeben, der so geformt ist, daß das Wasser vom Zuflußrohr a bis zur Düsenmündung ohne plötzliche Richtungsänderung stetig beschleunigt wird. Zum Einstellen von f dient entweder ein Zahnstangengetriebe e oder ein Wechselhahn k, durch den man Druckwasser in den Zylinderraum m des als Stufenkolben ausgeführten Mantels ein- oder ausläßt.



Angelegenheiten des Vereines.

Der Mittelrheinische Bezirksverein deutscher Ingenieure in Coblenz bittet uns mitzuteilen, daß von der gelegentlich der diesjährigen Hauptversammlung hergestellten **Festschrift**, betitelt: »Die Industrie im Gebiete des Mittelrheinischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure« noch ein größerer Rest übrig geblieben ist; hiervon wird das Stück für 1,50 ℳ abgegeben.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **dreiundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

G. Schlesinger: Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Der Preis jedes Heftes ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Gemäß dem Beschluß unserer 46. Hauptversammlung haben wir in dem Erdgeschoß unseres Hauses in Berlin, Charlottenstraße 43, für unsere Mitglieder

Räume zu Sitzungen und Zusammenkünften, eine Bibliothek, Lesezimmer usw.

eingerichtet; auch befreundeten Vereinen und Industriellen stellen wir diese Räume zu Ausschußsitzungen und geschäftlichen Beratungen gern zur Verfügung. Im Lesezimmer liegen zahlreiche technische Zeitschriften des In- und Auslandes aus; für Schreibgelegenheit, Fernsprecher usw. ist gesorgt.

Diese Räume sind werktäglich von 9 Uhr morgens bis 10 Uhr abends geöffnet. Unsere Mitglieder werden gebeten, ihre Mitgliedskarte bei sich zu führen, um sie gebotenenfalls vorzeigen zu können.

Wir laden zu reichlicher Benutzung dieser Räume ein und werden für Vorschläge zu Verbesserung der geschaffenen Einrichtungen dankbar sein.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 31. **Sonnabend, den 3. August 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Von **Friedrich Ruppert,** Oberingenieur in Chemnitz.

(Vorgetragen im Chemnitzer Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

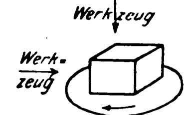
(Fortsetzung von Z. 1906 S. 616)

Rund-Einstellbewegung.

Auch diese Einstellbewegung kann, wie die geradlinige, entweder dem Werkstück oder dem Werkzeug erteilt werden. Jede der beiden Arten teilt sich in 2 Unterarten.

Bei der Rundeinstellbewegung des Werkstückes, Fig. 308, kann dessen Drehachse parallel oder senkrecht zur Arbeitsrichtung des Werkzeuges liegen. Der erstere Fall stellt sich praktisch meist als Wechsel des Arbeitsortes auf derselben Fläche des Werkstückes dar, der zweite als Wechsel der verschiedenen Arbeitsflächen des Werkstückes in bezug auf die Arbeitstellung des Werkzeuges.

Fig. 308.



Bei der Rundeinstellbewegung des Werkzeuges kann ein Werkzeug an verschiedene Arbeitsorte des Werkstückes, oder nacheinander verschiedene Werkzeuge an einen Arbeitsort am Werkstück, oder endlich nacheinander verschiedene Werkzeuge an verschiedene Arbeitsorte des Werkstückes gebracht werden.

Schon aus diesen grundsätzlichen Verschiedenheiten erhellt die Mannigfaltigkeit der vorhandenen Ausführungen. Man kann sagen, daß auf dem Konstruktionsgebiet der Rundeinstellbewegung, namentlich wenn sie als Verbund-Einstellbewegung von rund- und geradliniger Einstellbewegung auftritt, ein großer Teil der Zukunftsentwicklung des Werkzeugmaschinenbaues und der praktischen Bearbeitung der Maschinenbaustoffen liegt (Bearbeitung auf Revolver- und Automatenmaschinen[1]).

Es ist nützlich, darauf hinzuweisen, daß unsre deutschen Konstrukteure neben der Beobachtung der Fortschritte andrer, namentlich der Amerikaner, ebenso aufmerksam die bestehenden theoretischen Möglichkeiten der Bearbeitungen studieren sollten. Aus diesen heraus ist der erfahrene Konstrukteur oft imstande, neuartige Formen zu schaffen.

Im folgenden seien einige praktische Ausführungsbeispiele für die vorgenannten Arten der Einstellbewegung gebracht.

[1]) s. Teil I dieses Aufsatzes, Z. 1902 S. 453/54.

Rund-Einstellbewegung des Werkstückes

ist gleichbedeutend mit Rundeinstellbewegung des Aufspanntisches oder Aufspannfutters.

Ein Beispiel des einfachsten Falles, einen bestimmten Arbeitsort einer Werkstückfläche in Arbeitstellung zum Werkzeug zu bringen, zeigte der Drehtisch der Senkrecht-Bohrmaschine, Fig. 264 bis 267 (s. Z. 1906 S. 570).

Der nächste Fall: verschiedene Arbeitsflächen eines Werkstückes nacheinander in Arbeitstellung zu einem Werkzeug zu bringen, findet weitverbreitete Anwendung an Wagerecht-Bohrmaschinen. Dabei handelt es sich fast stets um die Einstellung des Werkstückes bezw. des Aufspanntisches unter einem bestimmten Winkel. Deshalb ist eine Strichteilung von null bis 90° oder bis 180° oder 360° an einer sauber gedrehten Ringfläche des drehbaren Tisches vielfach zu finden. Die früher gebräuchliche feste Zeigerspitze am tragenden Unterschlitten des Drehtisches, Fig. 309, ist immer mehr dem festen Zeigerstrich, Fig. 310, gewichen, der für das beobachtende Auge die genauere Feineinstellung gewährleistet.

Fig. 309.

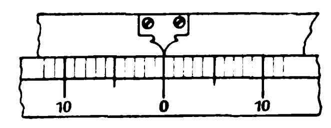
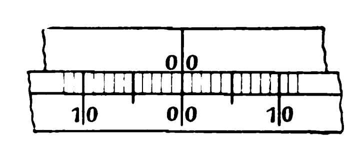


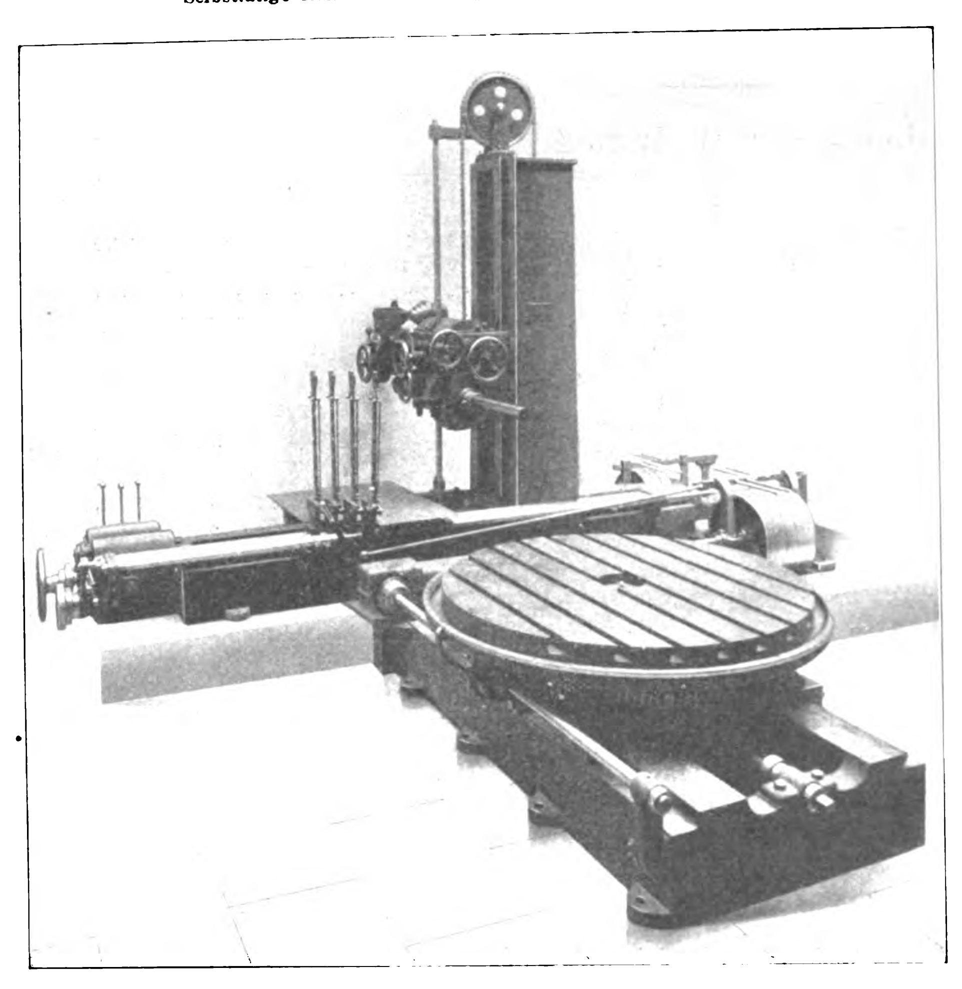
Fig. 310.



Der Tisch wird bei kleineren und mittleren Ausführungen mit der Hand gedreht. Bei größeren Drehtischen, zumal wenn sie für schwere Belastung durch das Arbeitstück bestimmt sind, tritt die bei den Einstellbewegungen des Großwerkzeugmaschinenbaues bereits erwähnte Notwendigkeit ein, die Schnelligkeit der Einstellung zugunsten der Erleichterung der Bedienung zu vermindern. Dies geschieht hier durch einen am Drehtisch angebrachten Schneckenkranz mit Handkurbelung einer eingreifenden Schnecke.

Fig. 311.

Selbsttätige Rund-Einstellbewegung für schwer belastete Tische.



Selbsttätige Rund-Einstellbewegung des Werkstückes.

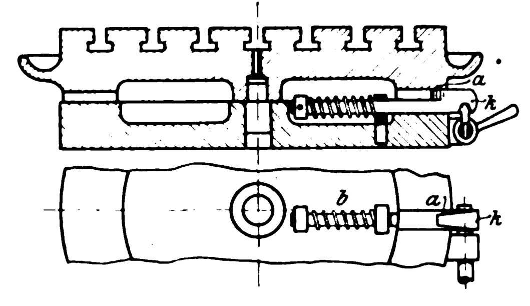
Diese Bewegung kann für sehr starke Tischbelastungen in Frage kommen. Ein Beispiel für einen Tisch, der bestimmt ist, Werkstücke bis 20000 kg Gewicht aufzunehmen, zeigt Fig. 311 in der Ausführung an einer Wagerecht-Bohrmaschine der Werkzeugmaschinenfabrik »Union«. Der Tisch von 2 m Dmr. kann nach beiden Richtungen gedreht werden, und zwar mittels offenen und geschränkten Riemens, die vom Arbeitstandort aus zur Wirkung gebracht werden. Da die an den Werkstücken auszuführenden Bohrungen im vorliegenden Falle nicht groß waren, so tritt, wie aus der Abbildung ersichtlich, die Bohrmaschine in ihren Abmessungen verhältnismäßig gegen den Tisch zurück.

Schnelleinstellung des Werkstückes im rechten Winkel.

Die am häufigsten vorkommende Rundeinstellung des Aufspanntisches ist dessen Drehung um 90°. Das schnelle Auffinden der gesuchten Winkelstellungen von 90, 180, 270 und 360° ist daher zu einer notwendigen zeitsparenden Einrichtung geworden. 4 keilförmige Einschnitte im Drehtisch und ein durch Federkraft in einen derselben hineingetriebener schlanker Keil *a* an einem Schieber *k* im festen Untertisch sind das einfache Mittel dazu. Fig. 312 und 313 zeigen eine neuzeitliche Ausführung. Der Schraubenfeder *b* soll man bei einigermaßen schweren Tischen nicht zutrauen, die letzte Feineinstellung stets zuverlässig selbsttätig auszuführen. Eine Zusatzprüfung der Rechtwinkellage des Tisches nach dem Nullstrich der Gradeinteilung ist unerläßlich und ein Hinweis darauf für den bedienenden Arbeiter durch eine Inschriftplatte am Drehtisch daher zweckmäßig.

Fig. 312 und 313.

Schnelleinstellung im rechten Winkel.



Teildrehung der Rundbewegung des Werkstückes.

Diese Bewegung ist am Tisch der Universalfräsmaschine allgemein in Anwendung. Die Tischteile zur Ausführung der Teildrehung zeigen die geschichtliche Entwicklung von Fig. 314 und 315 zu Fig. 316 und 317.

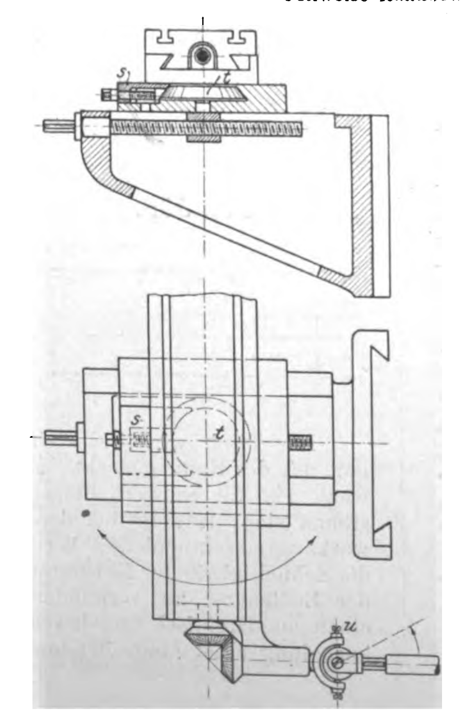
Die Rundführung und Feststellung durch ein Rundprisma *t* mit Feststellschieber *s*, Fig. 314, ist zur Rundführung in Fig. 316 mit größerer Grundfläche *c* und besserer Feststellung durch 2 oder 4 Schrauben *k* geworden. Zugleich weicht der Außenantrieb der Längsbewegung des Obertisches, Fig. 315, mehr und mehr dem Innenantrieb in Fig. 316.

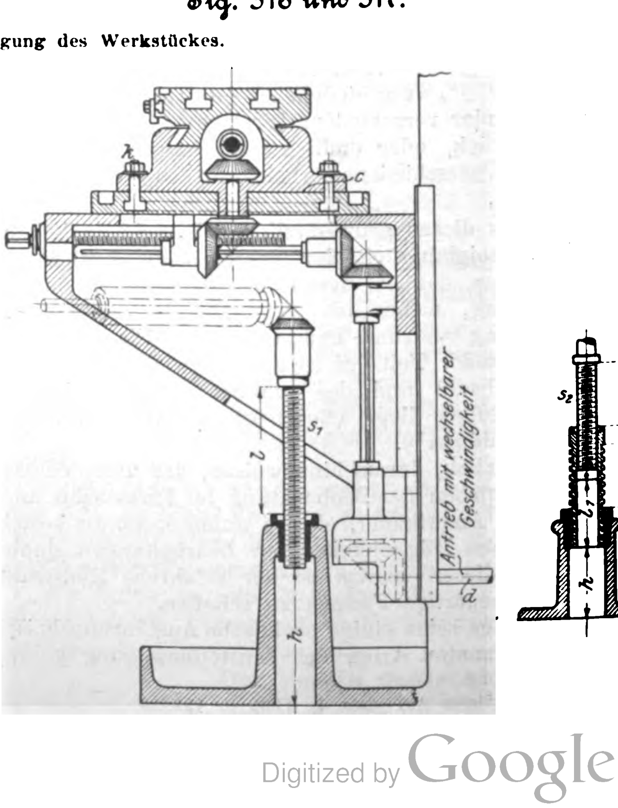


Fig. 314 und 315. Fig. 316 und 317.



Teilweise Rundbewegung des Werkstückes.





Dadurch verschwindet das Universalgelenk *u*, Fig. 315, und macht dem Vorschub durch Nutwellen und Kegelräder, Fig. 316, als dem stärkeren, gleichmäßiger wirkenden Platz.

Die bei Tiefstellung des Tisches durch oder in den Fußboden ragende Tragspindel s_1, Fig. 316, wird als Teleskopspindel s_2, Fig. 317, ausgebildet, welche durch Rechts- oder Linksdrehung der Spindel selbsttätig ausgezogen oder zusammengeschoben wird. So summieren sich die Schraubwege l_1 und l_2, Fig. 317, ohne daß die Höhe *h* das Maß bis zur Fußbodenoberfläche überschreitet.

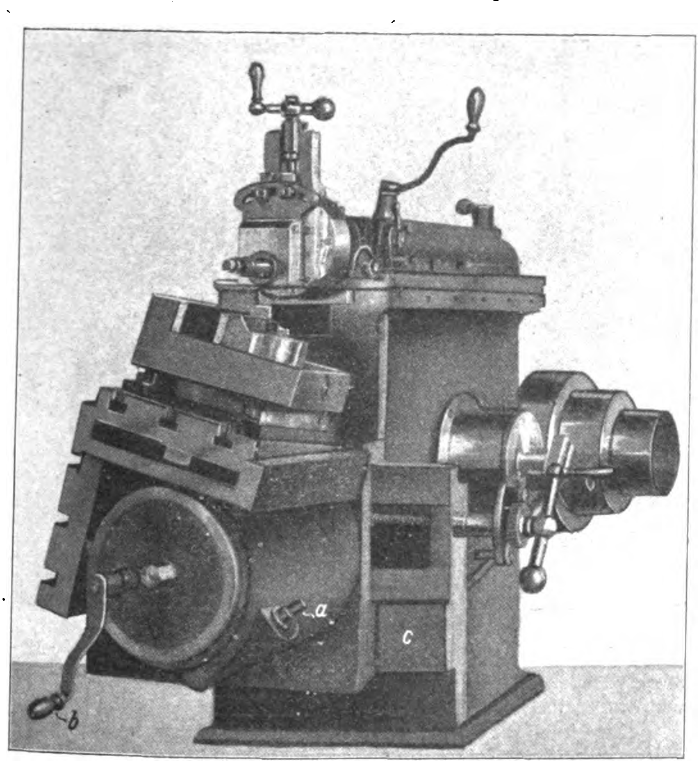
Ist nur ein sehr kleiner Teil einer Rundbewegung nötig, so tritt die Rundeinstellung auf als

Kippeinstellung des Werkstückes.

Diese dient meist nicht der Bearbeitung mehrerer Flächen nacheinander, sondern der Erzeugung von Schrägflächen oder Keilflächen. Ein Beispiel hierfür zeigt der in Fig. 318 dargestellte Tisch einer Querhobelmaschine. Die Kippbewegung des Tisches ist nach zwei Richtungen möglich. Durch den Kurbelzapfen *a* wird eine Schnecke zum Kippen des als Winkeltisch ausgebildeten Aufspanntisches betätigt. Durch Kurbel *b*, welche der durch *a* hervorgebrachten Drehbewegung folgt, und durch Kegelräder, Schraube und Mutter wird eine Kippbewegung rechtwinklig zur eben erwähnten erzeugt. Da solche Tische verhältnismäßig großes Gewicht haben, muß dafür gesorgt werden, daß sie eine genügend sichere Stützführung erhalten. Das ist durch Verbreiterung der unteren, senkrechten Querschlittenfläche *c* erreicht. Die Ausbildung des oberen Prismas des Querschlittens als Rechtwinkelprisma ist eine fernere Notwendigkeit.

Fig. 318.

Querhobelmaschine mit Mehrfacheinstellung des Tisches.



Aehnliche Kippeinstellungen finden sich an den Aufspanntischen von Flügelbohrmaschinen (Radialbohrmaschinen).

Es ist genügend, wenn einige Maschinen jeder Werkstätte eine derartige Einrichtung haben; für die dem allgemeinen Bedarf entsprechenden Ausführungen ist sie unnötig, und es entsteht durch solche Vielseitigkeit der Einstellung in gewissem Grade die Gefahr, daß die zumeist verwendeten Hauptlagen der Aufspannfläche: wagerecht und senkrecht, an dauernder Genauigkeit einbüßen

Rund- und Kipp-Einstellbewegung des Werkzeuges.

Diese Einstellung kommt bei den sogenannten Universal-Flügelbohrmaschinen vor. In Fig. 319 ist außer der Rund-Einstellbewegung des Bohrarmes um seine senkrechte Achse noch eine Rund-Einstellbewegung um seine wagerechte Achse und ferner eine Kippbewegung der Bohrspindel in der Ebene ihrer Achse dargestellt.

Fig. 319.

Bohrspindel und Arm der Radialbohrmaschine der Davis & Egan Machine Tool Co.

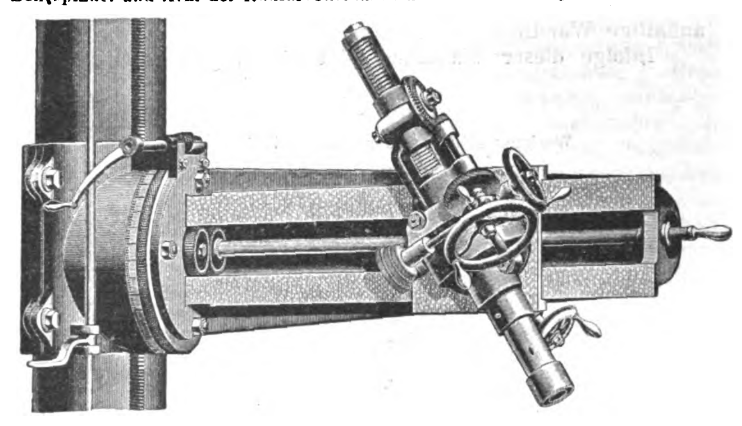


Fig. 320 bis 324. Schieber des Hobelmaschinen-Werkzeugschlittens.

Fig. 320.

Aeltere Form.

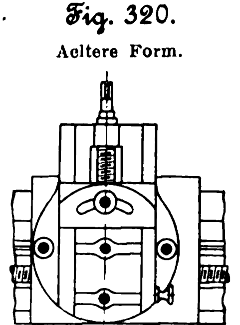
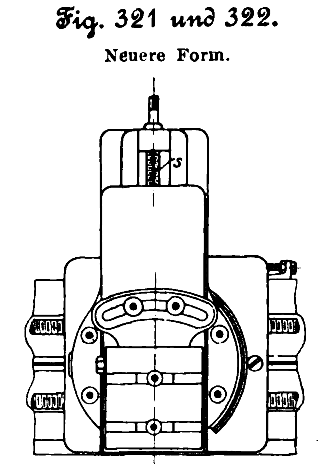
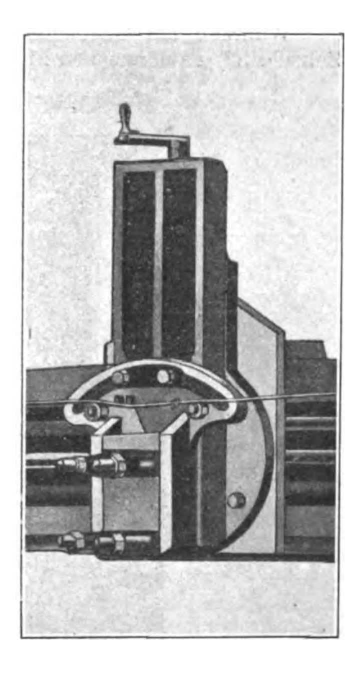


Fig. 321 und 322.

Neuere Form.





Auf diese Weise können, einschließlich der beiden Kippeinstellungen des Tisches, an einer Maschine fünf Rund-Einstellbewegungen vereint vorkommen. Auch dies ist keine allgemein notwendige Einrichtung.

Die Kippeinstellungen des Werkzeuges an der Hobelmaschine und der Wagerecht-Planbank zeigen die bemerkenswerte Tatsache, daß sich deren in verschiedenen Jahrzehnten und aus verschiedenen Arbeitsbedürfnissen entstandene Anordnungen nach und nach einander immer mehr nähern.

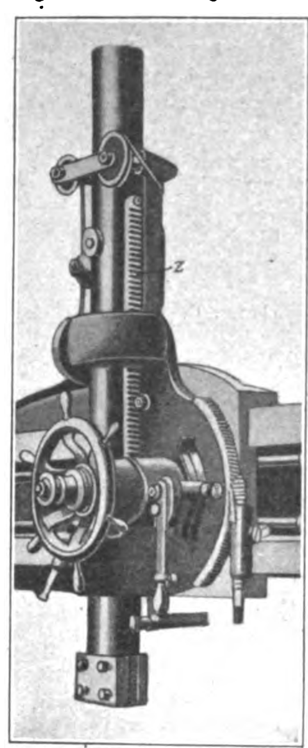
Der kurze, schwache, aus mehr als 50jähriger Vergangenheit stammende Schieber des Hobelmaschinen-Werkzeugschlittens, Fig. 320 (meist kurz Lyraschieber genannt), der aus der Anforderung, wagerechte Flächen zu hobeln, entstand, ist nach und nach zum langen Schieber mit kräftigem Querschnitt geworden, der auch fähig ist, starken Spanabnahmen an senkrechten Flächen standzuhalten, wobei der untere Teil des Schiebers frei hängt; s. Fig. 321 und 322. Anderseits streift das Erzeugnis der Neuzeit: der Werkzeugschlitten der Wagerecht-Planbank, Fig. 323, der aus der Anforderung, senkrechte Löcher zu bohren, hervorgegangen ist, nach und nach seinen zylindrischen oder achteckigen Querschnitt und

die Zutat eines Handrades ab und erhält die Schlittenschieberform Fig. 324. Prof. Schlesinger hat in seinem Bericht über die Lütticher Ausstellung in dieser Zeitschrift[1]) bereits diese auffällige Wandlung hervorgehoben.

Infolge dieser Wandlung gibt die Wagerecht-Planbank

Fig. 323.

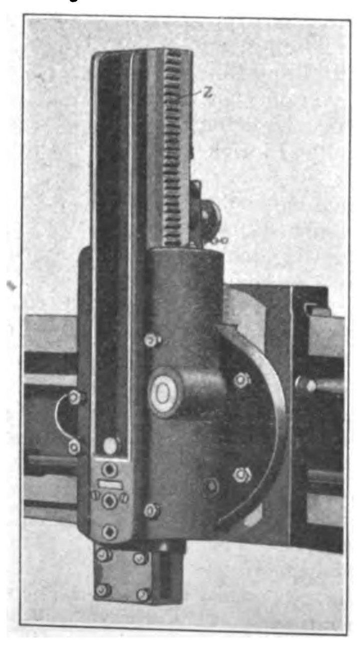
Werkzeugschlitten der Wagerecht-Planbank.



immer mehr ihren ursprünglichen Charakter einer Senkrecht-Bohrmaschine auf und nimmt immer deutlicher die Mittelstellung zwischen Hobelmaschine und Schlittendrehbank ein.

Während die Gegenüberstellung der beiden aus dieser Zeitschrift[2]) entnommenen Figuren 325 und 326, welche eine

Fig. 324. Schlittenschieber.



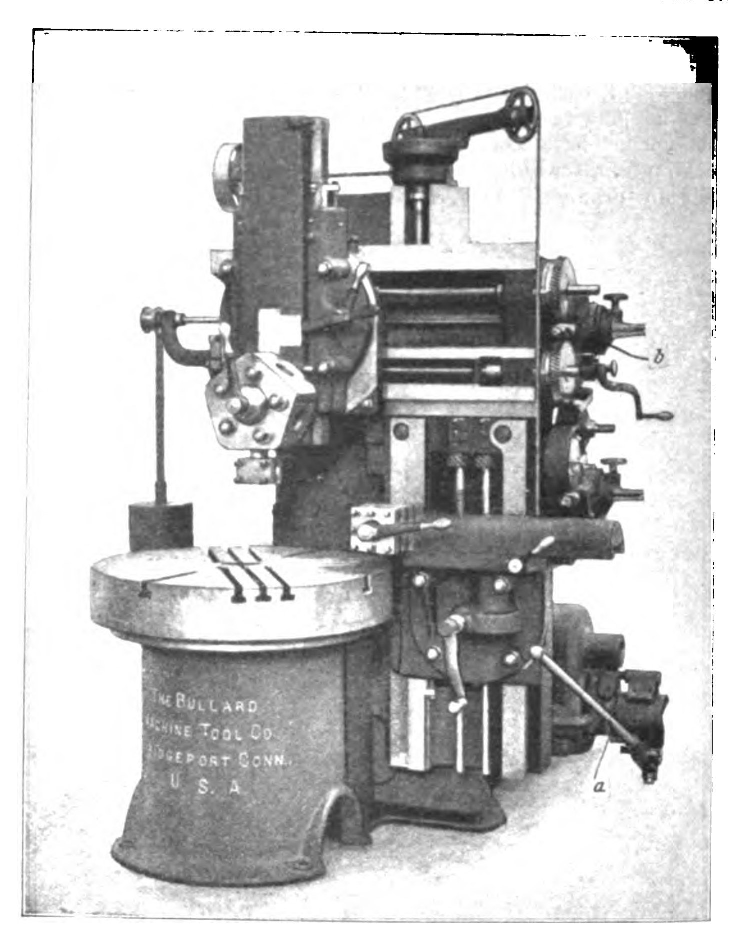
stehende und eine liegende Wagerecht-Planbank darstellen, die Verwandtschaft mit einer Revolverdrehbank zum Ausdruck bringt, unterscheidet sich die Anordnung des Ständers der stehenden Maschine mit seinem wagerechten und senkrechten Schlitten fast nur noch durch die Form der Werkzeugköpfe von der Ständer- und Schlittenanordnung einer einständrigen Hobelmaschine mit Seitensupport. Größere Ausführungen der Wagerecht-Planbänke zeigen eine gleichartige Verwandtschaft mit der **zweiständrigen** Hobelmaschine.

Auch der Umstand, daß die in Fig. 323 und 324 sichtbare Schnellbewegung des Lyraschiebers mittels Zahnstange in Fig. 325 und 326 der Bewegung des Lyraschiebers durch eine Schraubspindel gewichen ist, bildet ein weiteres Merkmal der sich vollziehenden Umbildung des Wesens dieser Maschine von der Senkrecht-Bohrmaschine einesteils zur Hobelmaschine für Gegenstände mit räumlich begrenztem Halbmesser (im Gegensatz zur Hobelmaschine für geradlinige, d. h. für Gegenstände mit unendlich großem Halbmesser) und andernteils zur Drehbank mit senkrecht stehender Arbeitspindel.

Die Figuren 325 und 326 bilden zugleich den Uebergang zum folgenden Abschnitt.

Fig. 325.

Drehbank mit wagerechter Planscheibe der Bullard Machine Tool Co.



Die **Rund-Einstellbewegung** mehrerer Werkzeuge ist das Hauptkennzeichen der Drehbänke mit Revolver-Werkzeugträger.

Der jetzige Stand der Entwicklung und Verwendung dieser Bänke ist folgender:

Die schon seit Jahrzehnten bekannte und in Anwendung befindliche Klein-Revolverdrehbank geht immer mehr in die Form des Automaten über, daneben entsteht aus der einfachen Drehbank von größeren Abmessungen immer mehr die Groß-Revolverdrehbank. Anfänge, auch letztere zum Groß-Automaten auszubilden, sind bereits vorhanden.

Beim Automaten verliert die Rund-Einstellbewegung ihre Eigenschaft, ein notwendiger Bestandteil zu sein, wieder. Wo die Möglichkeit vorliegt, die einzelnen Werkzeuge durch wechselweise wirkende geradlinige Ausweichbewegungen der Reihe nach an die Arbeitstelle heranzubringen, wird man diese Art der Einstellbewegung als die meist einfachere wählen.

Beim Revolver-Werkzeugträger tritt die Rundbewegung niemals für sich allein auf, sondern sie erfolgt stets nach einer vorausgegangenen geradlinigen Bewegung, und zwar nach der Rückwärtsbewegung des Werkzeughalters aus seiner End- in die Anfangs-Arbeitstellung. Zwischen der gerad-

[1]) s. Z. 1905 S. 2028. [2]) Z. 1905 Textblatt 14.

linigen und der Rundbewegung ist eine dritte Bewegung nötig: das Auslösen der Feststellvorrichtung des Drehkopfes. Die einfachste Art, diese drei Bewegungen auszuführen, ist die, sie einzeln nacheinander mit der Hand vorzunehmen; s. Fig. 327 und 328. Bei diesem für Drehstähle mit dem üblichen rechteckigen Querschnitt eingerichteten Kopf wird, nachdem die Anfangsarbeitstellung erreicht ist, durch Drehen des Handgriffes *a* samt der Schraubspindel *b* der Drehkopf aus der Rast *c* ausgehoben, dann die Drehung freihändig ausgeführt und darauf durch Niederdrehen von *b* der Eingriff und die Feststellung des Kopfes in der nächsten Rast bewirkt. Durch mehr als 4 Rasten lassen sich Schräglagen des Drehstahles zwischen den 4 Winkellagen erreichen.

Fig. 326.
Bullard-Maschine mit senkrechter Planscheibe.

Fig. 327 und 328. Einspannkopf für Drehstähle.

dargestellt war. Der Drehkopf *k* ist zum Einspannen von 8 Werkzeughaltern mit zylindrischem Schaft eingerichtet; diese werden mittels Spannschrauben *s*, Fig. 329, festgehalten, die eine Büchse mit Halbrund-Ausschnitt auf den Schaft des Halters drücken. Die Zahl der Halterlöcher *o* beträgt an solchen Drehköpfen 5 bis 10. Der Kopf *k* ist mit dem schmiedeisernen Anzugbolzen *a* und der Gußbüchse *g* dicht laufend im Gehäuse *p* gelagert. Ein mit seitlichen Zähnen oder Klauen *d* versehener Ring *f* ist auf *g* aufgekeilt.

Die beiden Gegenzähne *e e* am Schieber *c* bilden die Feststellvorrichtung. *c* wird durch 2 Schraubenfedern *n n* stets nach oben gedrückt. Die Auslösung mit unmittelbar folgender selbsttätiger Drehung des Kopfes geschieht wie folgt:

Durch Bewegen des Handgriffes *h* in der Pfeilrichtung wird zunächst der von den Gabeln am unteren Handhebelende umfaßte Bolzen *b* und dadurch der Schieber *c* nach unten gedrückt. Dadurch ist der Zahnkranz *d* freigegeben. Da der Drehpunkt *q* des Handhebels nicht am Gehäuse *p* fest gelagert, sondern am beweglichen Ring *l* angebracht ist, so bewirkt das Weiterschieben des Handgriffes *h* in der Pfeilrichtung unmittelbar nach Aufhören des Zahneingriffes *d e* eine Drehung des Kopfes *k*, indem nämlich Ring *l* durch den Federbolzen *r* und dessen Eingriff in die Schrägrasten m_1, m_2, m_3 zeitweilig mit Ring *f*, somit auch mit Kopf *k* verbunden ist. Im nächsten Augenblick der Weiterbewegung

Verbund-Einstellbewegungen.

Von den vorgenannten drei Einstellbewegungen: geradliniger Rückwärtsbewegung, Auslösen der Feststellvorrichtung des Drehkopfes und Drehen des letzteren, lassen sich zwei oder auch alle drei derart vereinigen, daß eine durch die andre vorausgegangene selbsttätig ausgeführt wird. Hierfür drei Beispiele in geschichtlicher Reihenfolge. Fig. 329 bis 331 zeigen ein Beispiel eines Drehkopfes mit wagerecht liegender Drehachse. Die Abbildung wird durch die früheren Figuren 166 und 167[1]) ergänzt, in denen die Einrichtung zur Längsbewegung des Schlittens auf dem Bett

Fig. 329 bis 331. Drehkopf mit wagerecht liegender Drehachse.

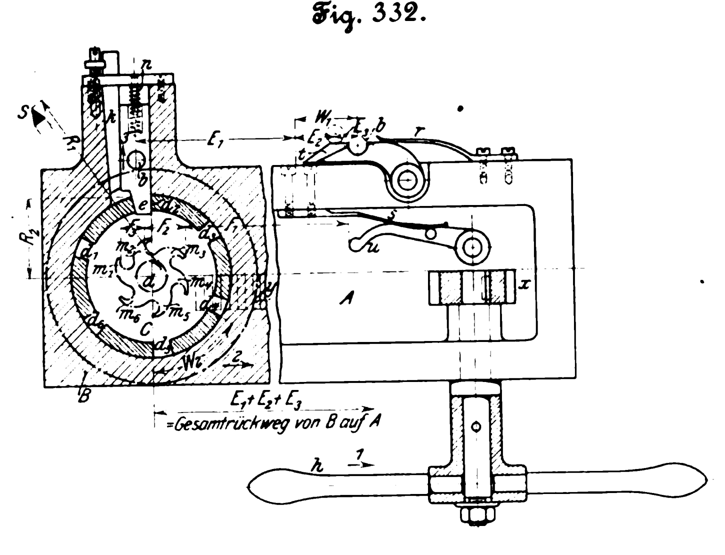
[1]) Z. 1904 S. 547.

des Handgriffes *h* gelangt aber *b* an das Ende des langen Gabelendes *t* und schnappt, durch die Schraubenfedern *nn* getrieben, nach oben, so den Zahneingriff *d e* wieder herstellend. Schnelle Rückwärtsschwingung von *h* bringt den Federbolzen *r* in die nächste Schrägrast m_2, womit alles für die nächste Drehkopfeinstellung bereit ist. All diese aneinander gereihten Bewegungen vollziehen sich im Verlauf von etwa zwei Sekunden.

Nur wenig mehr Zeit gebraucht die dreifache Verbundbewegung nach Fig. 332 bis 338. Hier löst die Rückwärtsbewegung des Drehkopfes aus der Endarbeitstellung in die

Fig. 332 bis 338. Revolverköpfe mit dreifacher Verbundbewegung.

Fig. 332.

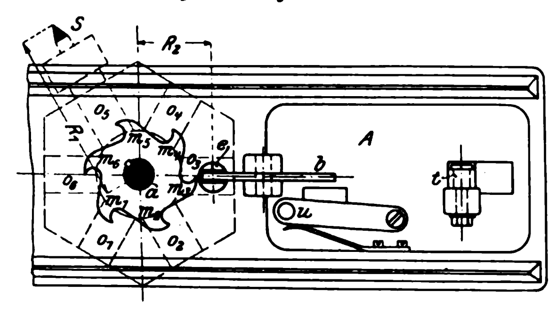


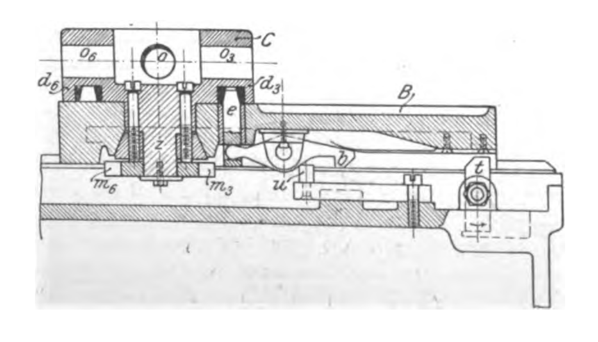
nächste Anfangsarbeitstellung selbsttätig die Feststellvorrichtung aus und dreht den Werkzeugkopf.

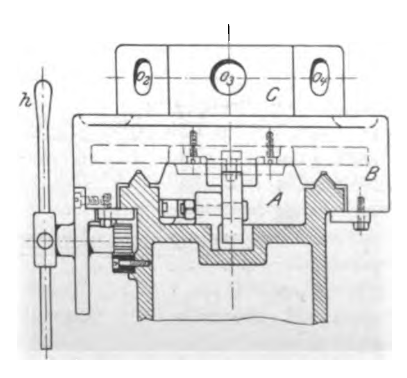
Die Figuren sind zeitgeschichtlich geordnete Beispiele. Alle drei stellen Revolverköpfe mit senkrechter Drehachse, als der weitaus gebräuchlichsten Art, dar.

In Fig. 332 ist *A* ein Teil des Unterschiebers, *B* ein Teil des auf diesem in Schlittenprismen laufenden Oberschiebers, *C* die Rundführung des Drehkopfes im Oberschieber des Gesamt-Revolverschlittens. Durch Rückwärtsdrehen des Handkreuzes *h* in der Pfeilrichtung 1 wird mittels des Getriebes *x* und der Zahnstange *y* auch Oberschieber *B* auf Unterschieber *A* rückwärts gezogen. Dadurch legt der mit dem Festhaltzahn *e* verbundene Ausrückbolzen *b* den Weg

Fig. 333 bis 335.







E_1 und der an der Unterseite des Drehkopfes befestigte Stern m_1 bis m_6 den gleichen Weg F_1 zurück.

Bei Fortsetzung der Rückwärtsbewegung macht *b* den Weg E_2 und wird hierbei durch die Keilfläche *t* gezwungen, unter Ueberwindung des Druckes der Schraubenfeder *n* eine Seitenbewegung nach Pfeil 3 auszuführen, während gleichzeitig die federnde Anstoßklinke *u* durch Zurücklegen des Weges F_2 zum Eingriff mit Zahn m_2 kommt. Es sind hier 6 Werkzeuge, demnach auch 6 Zähne m_1 bis m_6 angenommen. Noch weitere Rückwärtsdrehung von *h* veranlaßt *b* zum Zurücklegen von Weg E_3, wodurch *t* den Zahn m_2 in die dem Wege F_3 entsprechende Lage m_1 bringt. Sobald dies geschehen, hat *b* das Ende von *t* erreicht und wird nun plötzlich durch den Druck der Feder *n* in die nächste Zahnlücke d_3 des Drehkopfes hineingetrieben. Notwendige Voraussetzung ist, daß $E_2 + E_3 = W_1$ gleich der Zahnteilung W_2 ist.

Damit ist die nächste Fest- und Arbeitstellung des Drehkopfes erreicht und die Aufgabe der Rückwärtsdrehung von *h* erfüllt. Bei dem nun beginnenden Wiedervorwärtsdrehen von *h* gleitet *b* unter der federnd nachgiebigen Keilfläche *t* hinweg, während gleichzeitig die ebenfalls federnd nachgiebige Anstoßklinke *u* über Zahn m_2 gleitet und sich so zum künftigen Eingriff mit diesem bereitstellt.

Diese Unter- und Uebergleitung ist ein wiederkehrender Bestandteil aller Verbundbewegungen der Revolverköpfe, mag die Ausführung in noch so verschiedener Form erfolgen.

In den folgenden beiden Beispielen sind die gleichen Buchstaben für die den gleichen Vorrichtungen wie in Fig. 332 dienenden Teile gewählt, wodurch die innere Verwandtschaft aller äußerlich oft grundverschiedenen Konstruktionen am besten klar wird.

In Fig. 333 bis 335 sind der Nutenring $d_1 d_2$ usw. und der Festhaltzahn *e* von Fig. 332 durch Löcher mit gehärteten und geschliffenen Stahlbüchsen und durch den konischen, gleichfalls gehärteten geschliffenen Bolzen *e* ersetzt. Auch hier laufen 2 Bewegungen mit gleichen Weglängen wie in Fig. 332 nebeneinander.

Durch Rückwärtsdrehen von *h* kommt die Hebelnase *b* in Berührung mit der Keilfläche des Kippkeiles *t*, während Federklinke *u* zum Eingriff mit Zahn m_2 gelangt. Bei der Weiterdrehung von *h* klettert Nase *b* über den Kippkeil *t*, während $u\,m_2$ in die Stellung m_3 schiebt. Bei der nun folgenden Vorwärtsdrehung von *h* kippt Nase *b t* um, während *u* über Zahn m_3 gleitet.

Es ist ersichtlich, daß bei den bisher besprochenen Konstruktionen die Rückwärtsbewegung des Schlittenschiebers mittels des Handrades und der Zahnstange stets bis zu einem durch die Eingriffpunkte von *t* und *u* bestimmten Ort erfolgen muß, gleichviel ob dieser ganze Rückweg zurückgelegt zu werden braucht, um die Bewegung des Drehkopfes ausführen zu können.

Da das einzige Hindernis für die Drehbewegung nur darin bestehen kann, daß Form und Größe des Werkstückes der Drehung im Wege sind, wenn das eine Werkzeug aus und das nächste in die Arbeitstellung gebracht werden soll, so kann eine Zeitersparnis erreicht werden, wenn man den Endpunkt der Rückwärtsbewegung des Werkzeugschlittens veränderlich einrichtet. Dann ist die Möglichkeit da, die Größe des Rückweges des Drehkopfes der Länge und sonstigen Form des Werkstückes anzupassen und somit auf das kleinstmögliche Maß zu beschränken.

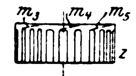
Eine solche Einrichtung zeigen Fig. 336 bis 338. Auf dem Bett der Maschine ist eine Klemmhülse *v* befestigt, in der der Anstoßbolzen *w* der Länge nach verschiebbar und feststellbar ist. Er packt bei der Rückwärtsbewegung des Revolverschlittens nach Pfeil 1, die hier wie vorher mit Handrad und Zahnstange bewirkt wird, das Ende der Anstoßschiene *b* mit den beiden seitlich angeschraubten Bandfedern w_1, die mit je einer Nase versehen sind. Vorläufig bringen diese Federn keine andre Wirkung hervor, als die beiden Nasen von *b*



zu umfassen. Durch den Anstoß von b und u schiebt sich b gegenüber dem Schlitten A vorwärts, wodurch gleichzeitig die beiden bereits in den vorhergehenden Fällen dargestellten Wirkungen erzielt werden. Die am Ende von b angebrachte Kippnase t drückt den um den festliegenden Drehpunkt u_2 schwingenden, durch Schraubenfeder n nach oben geförderten Hebel u mittels seiner Seitennase u_1 nieder, wodurch der Festhaltbolzen e aus seinem wie vorher kegelig ausgebüchsten Rastloch d_1, d_2 usw. ausgehoben wird. Während dies geschieht, setzt die seitlich gezahnte Schiene b das lose Getriebe z in eine Teildrehung um den Winkel α. Die obere Stirnfläche des Getriebes ist in soviel Rasten m_1, m_2 usw. geteilt, wie der Drehkopf Werkzeuge besitzt. Die Rasten sind durch einen schräg gestellten Stirnfräser erzeugt, stellen also ein Sperrad mit hohlzylindrischen Zähnen dar. Durch die erwähnte Teildrehung ist die Wandung von Rast m_2 zur Anlage an den mit dem Drehkopf nach oben federnd verbundenen Anstoßbolzen r gekommen. In Fig. 336 ist B die Grundfläche des Drehkopfes. Fortgesetzte Rückwärtsbewegung des Schlittens A nach Pfeil 1 bewirkt nun eine Drehbewegung von r und damit die Drehbewegung des Revolverkopfes so lange, wie die Kippnase t auf dem Seitenanschlag u_1 hingleitet. Sobald aber t u_1 verläßt, wird Hebel u nicht mehr niedergehalten, und die Feder n treibt den Festhaltbolzen e in das sich jetzt darbietende kegelige Loch $d_1, d_3 \ldots$, womit der Drehkopf festgestellt ist.

Fig. 336 und 337.

Fig. 338.



Die nun folgende Vorwärtsbewegung des Schlittens A nach Pfeil 3 hat außer der Aufgabe, das jetzt bereitgestellte Werkzeug an seinen Arbeitsort zu bringen, noch die Nebenaufgabe, das Getriebe z samt seinen Rasten m_1 bis m_6, das in Fig. 338 gesondert dargestellt ist, wieder soweit rückwärts zu drehen, daß m_1 in dieselbe relative Lage zu r kommt wie jetzt m_2 in Fig. 337, damit das ganze beschriebene Spiel der Bestandteile nach Beendigung der Arbeit des jetzt tätigen Werkzeuges wieder beginnen kann. Dieses Zurückdrehen des Getriebes wird durch die von den federnden Nasen w_1 festgehaltene Zahnstangenschiene b bewirkt. Ein kräftiger Ruck am Handkreuz überwindet nun die Strecklage der Federn w_1, Schlitten A samt Schiene b ist jetzt freigegeben und gleitet auf seinen Dachprismen p leicht weiter bis in die gewollte Arbeitstellung. Letztere wird bestimmt durch die in den früheren Figuren 31 und 32 [1]) dargestellten einstellbaren Anschläge.

Es ist ohne weiteres klar, daß die Arbeitsgüte oder die Arbeitsgenauigkeit, die mit einem in einem Drehkopf eingespannten Werkzeug erreicht werden kann, wesentlich abhängig ist von der dauernd guten Wirksamkeit der Festhaltvorrichtung e. Um diese Wirkung zu erzielen, ist in Fig. 332 ein nachstellbarer Keil k vorgesehen, während die Beschreibungen von Fig. 333 bis 338 das Härten des Bolzens e und seiner kegeligen Stahlbüchsen erwähnten.

Aber auch durch die Lage von e zur Werkzeugschneide S ist ein größerer oder minderer Genauigkeitsgrad der zu erzielenden Bearbeitung gewährleistet; er drückt sich zahlenmäßig durch das Verhältnis der beiden Halbmesser R_1 und R_2 von Werkzeugschneide S und Festhaltgürtel e aus.

In den Figuren 332 bis 335 ist das Verhältnis $R_1 : R_2$ größer, in Fig. 337 dagegen kleiner als 1. Die Festhaltung des Drehkopfes in seinen Arbeitstellungen ist daher bei diesem in Fig. 336 bis 338 dargestellten sogenannten Flachteller-Drehkopf günstiger als bei den in den vorhergehenden Figuren dargestellten Köpfen mit Drehung um einen Zapfen, wobei die Werkzeuge verhältnismäßig weit über ihre Unterstützungsfläche ragen.

Erleichterung der senkrechten Einstellbewegung durch den Gewichtausgleich der senkrecht bewegten Massen.

Es ist erklärlich, daß in dem Maße, wie der Wert der zeitsparenden Einrichtungen erkannt wurde, auch die Anwendung dieses Ausgleiches wesentlich zugenommen hat.

Im ersten Augenblick erscheint es natürlich und richtig, den Ausgleich bis zur theoretischen Grenze zu treiben, d. h. das Gewicht des auf und nieder zu bewegenden Maschinenteiles vollkommen durch ein gleichschweres Gegengewicht auszugleichen, so daß die notwendige Arbeitsleistung für die Auf- und Niederbewegung beider auf das erreichbar kleinste Maß gebracht wird.

Das in der Praxis fortwährende Zutagetreten kleinster schädlicher Nebenbewegungen bei den gewollten Hauptbewegungen an Werkzeugmaschinen in Gestalt der gefürchteten und doch unvermeidlichen toten Gänge hat aber bald dahin geführt, daß man sich im Unter- und Ueberausgleich der senkrecht bewegten Massen ein vorzügliches, einfaches Mittel geschaffen hat, um neben der Erleichterung der Bedienung auch noch die toten Gänge unschädlich zu machen.

Bestimmt man den Betrag des Gegengewichtes beim Unterausgleich um 10 bis 20 vH niedriger, beim Ueberausgleich um ebensoviel höher als das Gewicht des zu bewegenden Maschinenteiles, so wird ein beständiges Aufruhen des bewegten Maschinenteiles auf dem ortbestimmenden Maschinenteil (Schraubengewinde, Zahnflanke einer Zahnstange) erreicht. Der Unterschied ist nur der, daß dieses Aufruhen beim Unterausgleich auf der tragenden Fläche, beim Ueberausgleich unter der tragenden Fläche erfolgt. Das Aufruhen kennzeichnet sich somit entweder als Niederhalten auf die tragende Fläche oder als Hochhalten bis an die tragende Fläche.

Die Grenze der Wegstrecke, für welche nicht das die Einstellbewegung bewirkende Triebmittel (Schraubengewinde oder Verzahnung), sondern ausschließlich das Gegengewicht

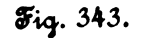
[1]) s. Z. 1902 S. 454.

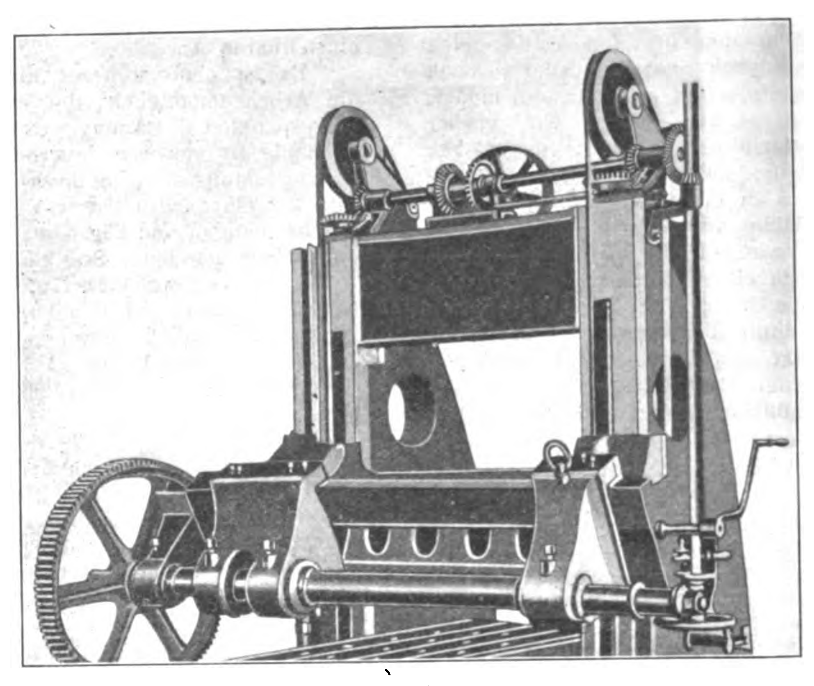
als Triebmittel auftritt, ist die Größe des toten Ganges im Triebmittel der Einstellbewegung.

Beispiele des Unterausgleiches.

Der Unterausgleich findet überall Anwendung, wo der Arbeitsdruck auf das Werkzeug in neutraler (also wagerechter) Richtung gegenüber dem Druck des Gegengewichtes stattfindet. Das Hauptbeispiel bilden die Wagerecht-Bohrmaschinen mit senkrecht beweglicher Bohrspindel.

Es ist ohne weiteres klar, daß hier nur das früher übliche völlige Fehlen eines Gegengewichtes mit seinem Nachteil: schwieriger Aufwärtsbewegung des Maschinenteiles, oder der neuzeitliche Unterausgleich zuverlässige Genauigkeit der maßstäblichen Senkrechteinstellung ergeben kann. Sobald man hier vollkommenen Gewichtausgleich anwenden wollte, würde der am Maßstab abgelesene Einstellpunkt die wirkliche Einstellung der Bohrspindelmitte um den Betrag des toten Ganges im Bewegungsgewinde oder in der Bewegungsverzahnung nach auf- oder abwärts falsch anzeigen können.





Querschlittenausgleich an einer großen amerikanischen Langfräsmaschine.

Fig. 339. Fig. 340.

Fig. 341. Fig. 342.

In bezug auf die Unterbringung der Gegengewichte für den Unterausgleich an der Maschine tritt das Bestreben nach Herstellung verdeckter oder geschützter Lage des Gewichtes deutlich hervor, und in Verbindung damit verschwinden frühere Sonderformen für die ausgleichenden und für die arbeitenden bezw. widerstandleistenden Teile zugunsten einer Einheitsform, und zwar in der Weise, daß sich der das Werkzeug und den Aufhängepunkt (Kettenrolle) des Gewichtes tragende Ständer in seiner Form dem Nebenzweck, als Hülle für das Gegengewicht zu dienen, anpaßt.

So ist z. B. die früher häufige Benutzung der Rückwand des Ständers als Lauffläche für das Gegengewicht, Fig. 339, außer Gebrauch gekommen. Statt dessen hängt man das Gegengewicht frei auf. Falls sich seine Breite größer berechnete als die Ständerbreite, umfaßt es den Ständer U-förmig, Fig. 340. Später wurde das Gegengewicht in das Innere einer sich an die Seitenwände des Ständers anschließenden, als selbständige Form auftretenden Hülle verlegt, Fig. 341. Schließlich sind Ständer und Gewichthülle in der Neuzeit völlig zur konstruktiven Einheit verschmolzen worden, Fig. 342.

Ferner wird der Wahl des Angriffpunktes des ausgleichenden Gewichtes an dem zu hebenden Maschinenteil größere Sorgfalt zugewendet.

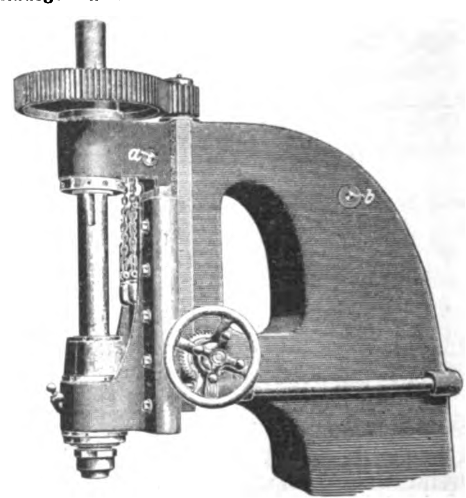
Die äußerliche Symmetrie der Lage des Angriffpunktes am bewegten Maschinenteil ist nicht mehr bestimmend, sondern die Aufhängung des Maschinenteiles annähernd im Schwerpunkt wird mit Recht bevorzugt. Bei Anwendung nur einer Tragrolle findet sich daher jetzt häufig die Schrägstellung der Rolle, die man früher als Schönheitsfehler der Maschine bezeichnet haben würde.

Beispiele des Ueberausgleiches.

Ueberausgleich wird angewendet, wo der Arbeitsdruck senkrecht bewegter Werkzeugträger nach unten gerichtet ist, mit andern Worten, wo das Werkzeug von oben schneidet. In diesem Falle soll das Gegengewicht um so viel schwerer als der Werkzeugträger sein, daß sein Uebergewicht die Reibung an der senkrechten Anlagefläche (Schlittenfläche, Werkzeugspindel) dauernd überwindet, daß also die das Werkzeug tragende Zahnflanke oder das Gewinde stets an der unteren Zahnflankenseite bezw. Fläche des widerstandleistenden Gewindes anliegt. Selbstverständlich müssen diese widerstandleistenden Teile gegen Verschiebung nach oben gesichert sein, während dies bei den vorher ausgeführten Beispielen des Unterausgleiches meist nicht nötig ist.

Fig. 344.

Gewichtausgleich an einer schweren Senkrecht-Fräsmaschine.



Der Querschlitten großer amerikanischer Langfräsmaschinen mit beweglichem Tisch wird durch 2 Gegengewichte ausgeglichen, Fig. 343, die im unteren kastenförmigen Teile der beiden den üblichen Hobelmaschinen ähnlichen Ständer untergebracht sind und bei höchstem Stand des Querschlittens in eine Vertiefung des Fußbodens sinken. Neuere deutsche Anordnungen vermeiden das Eindringen in den Fußboden dadurch, daß die Ständer die Form einer Hohlsäule erhalten



wobei die Gegengewichte in größerer Höhe aufgehängt werden können (Beispiel: Langfräsmaschinen der Wanderer-Fahrradwerke in Schönau-Chemnitz). Die Tragketten oder Drahtseile laufen da, wo sie in die Ständer eindringen, über je

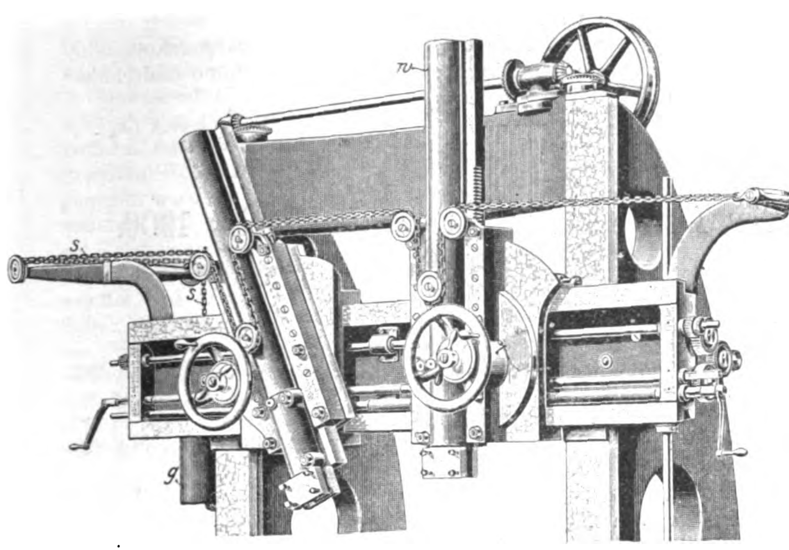


Fig. 345. Gewichtausgleich an einer Wagerecht-Planbank.

Fig. 346. Aufhängung einer Senkrecht-Bohrspindel.

eine große oder mehrere kleinere Leitrollen.

Gleiches ist der Fall bei schweren Senkrecht-Fräsmaschinen, Fig. 344. Die Zapfen *a* und *b* sind die Drehzapfen der Kettentragrollen. Wie die früheren Figuren 274 und 275[1]) zeigen, werden jetzt auch schon kleine Massengewichte ausgeglichen, wenn, wie bei der Senkrechtbewegung des Setzstocklagers der Wagerecht-Bohrmaschine, Zeit damit erspart wird.

Zu den kleineren Gewichtausgleichen gehört auch der Ausgleich der Werkzeugträger (Werkzeugschlitten, Bohrspindel) an Wagerecht-Planbänken und an Senkrecht-Bohrmaschinen. Bei ersteren muß die Aufhängung des Gegengewichtes auch Schrägstellungen des Werkzeugträgers *w* gestatten, Fig. 345. Die freihängende sperrige Lage des Gegengewichtes *g* wird als kleines Uebel meist in den Kauf genommen. Wo es die örtlichen Verhältnisse gestatten, führt man die das Gegengewicht tragenden Drahtseile *s s* nach einer Wand oder Säule des Gebäudes, wo eine Schutzhülle für das Gewicht angebracht werden kann.

[1]) s. Z. 1906 S. 572.

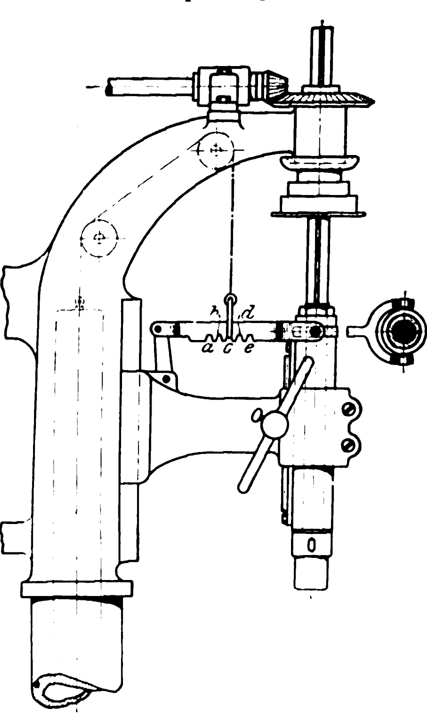


Fig. 347. Gewichtausgleich für Bohrspindel und Bohrspindellager.

Ganz allgemein geworden ist der Gewichtausgleich bei der Bohrspindel der Senkrecht-Bohrmaschine; ohne solchen steht eine Senkrecht-Bohrmaschine nicht mehr auf der Höhe der Zeit. Das ist erklärlich, denn hier begegnen wir einem vervielfachten Nutzen des Ausgleiches. Neben der unmittelbaren Zeit- und Kraftersparnis beim Aufwärtsbewegen der Spindel wird durch Vermeidung des toten Ganges im Zahnstangenvorschub der Spindel noch eine mittelbare Zeitersparnis herbeigeführt in Gestalt der

Schonung der Werkzeugschneide.

Beim umlaufenden Werkzeug mit senkrechter Achse, dem Spiralbohrer oder Bohrmesser der Senkrecht-Bohrmaschine, bringt der Augenblick, wo die Bohrerspitze oder Messerschneide das Werkstück durchdringt, die Gefahr des Abbrechens der Bohrerspitze oder der Messerschneide, wenn nicht das Eigengewicht der Bohrspindel, das beim Bohren durch den Bohrdruck aufgehoben, beim Durchdringen des Werkzeuges aber plötzlich frei wird, durch ein Uebergewicht ausgeglichen ist. Die meist übliche Art der Aufhängung der Senkrecht-Bohrspindel mittels eines Gegengewichtes zeigt Fig. 346.

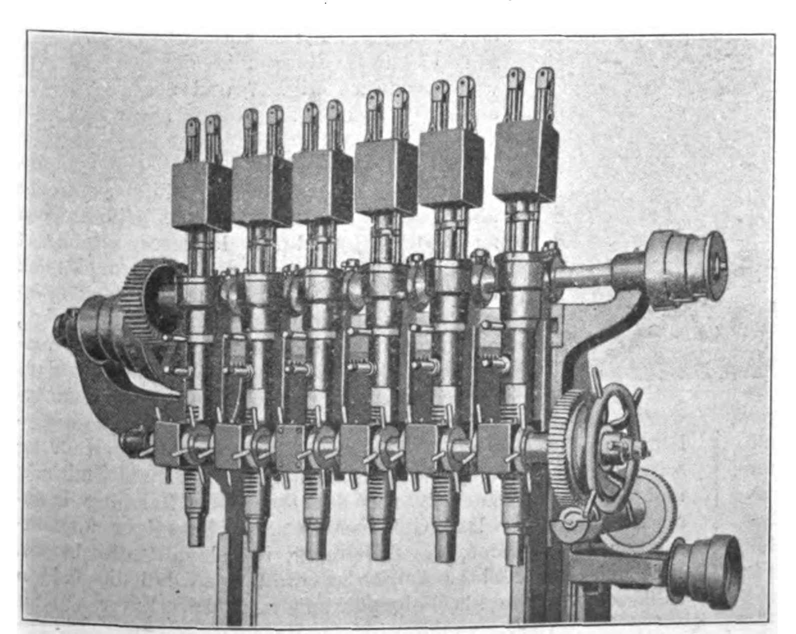


Fig. 348. Zentraler Gewichtausgleich bei einer mehrspindligen Bohrmaschine.

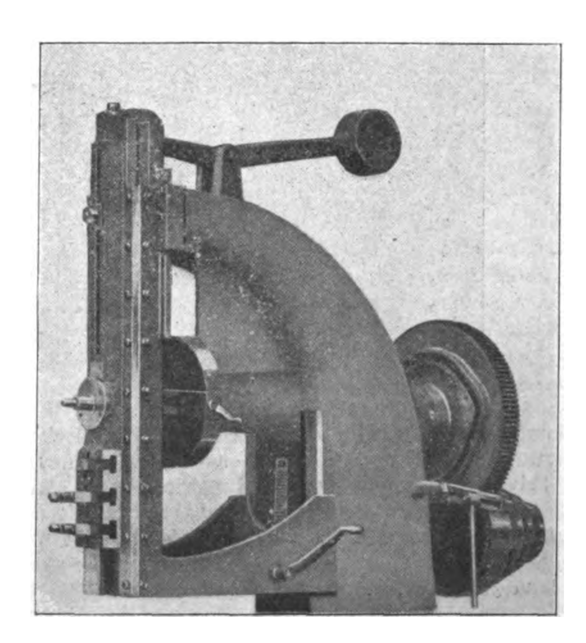


Fig. 349. Gewichtausgleich bei einer Stoßmaschine.

Wie durch ein Gegengewicht der eben beschriebene Zweck und außerdem der Gewichtausgleich des unteren beweglichen Bohrspindellagers erreicht werden kann, zeigt Fig. 347. In geschickter Weise ist durch die verschiedenen Rasten *a*, *b*, *c*, *d*, *e* erreicht, daß man für beide Zwecke den richtigen Gewichtanteil durch einen praktischen Versuch finden kann. Diese gute Anordnung findet sich z. B. an Senkrecht-Bohrmaschinen von Gould & Eberhardt.

Auch zentrale Aufhängung des Gegengewichtes der Bohrspindel wird angewendet, und zwar bei einspindligen und auch bei mehrspindligen Bohrmaschinen, Fig. 348.

Beim geradlinigen senkrechten Werkzeugschnitt (Stoßmaschine), Fig. 349, wird ein dreifacher Nutzen durch den Gewichtausgleich erreicht: der Aufwärtsgang wird erleichtert, und es wird erstens vermieden, daß sich die Werkzeugschneide beim Anschnitt aufsetzt, zweitens, daß sie beim Durchschneiden des Werkstückes um den Betrag des toten Ganges in den Triebteilen schnell herabfällt. Das Aufsetzen gibt bekanntlich eine abgerundete Anfangsschnittstelle *a*, das schnelle Durchbrechen eine ausgebrochene Endschnittstelle *b*, Fig. 350.

Fig. 350.

(Schluß folgt.)

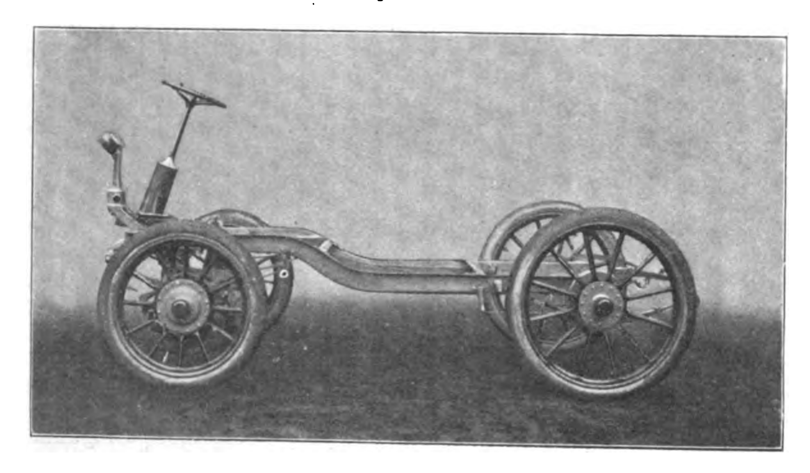
Elektrisch betriebene Motorwagen auf der Automobilausstellung in Berlin 1906.

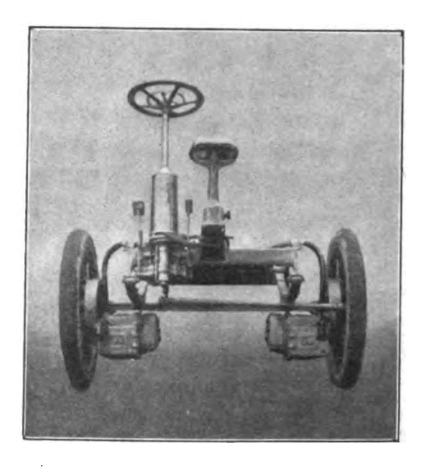
Von **K. Meyer,** Ingenieur, Berlin.

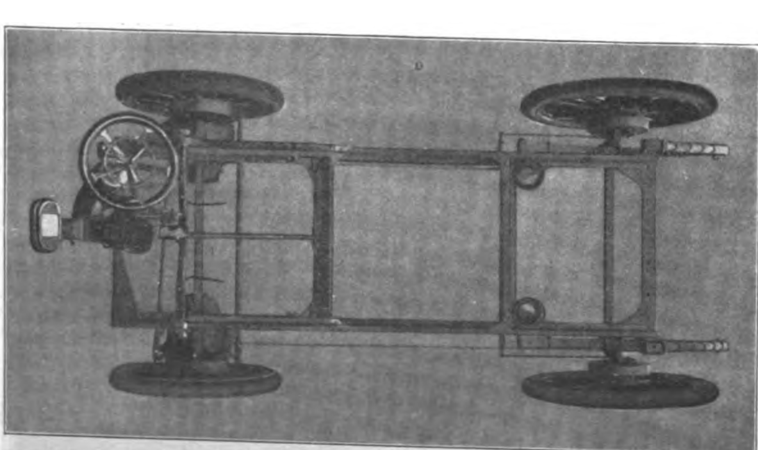
(Schluß von S. 569)

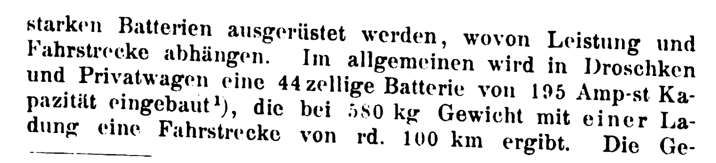
Die auf der Ausstellung vorgeführten Wagen, Bauart Krieger, der Norddeutschen Automobil- und Motoren-Aktien-Gesellschaft sind wie die bisher erwähnten Wagen mit Vorderantrieb, und zwar durchweg mit Zahnradübertragung versehen. Sie haben reinen Akkumulatorenbetrieb, bis auf den Wagen mit gemischtem Benzin- und elektrischem Betrieb, der auf der Ausstellung jedoch nur eine Zeitlang belassen worden ist. Die Wagen können mit verschieden

Fig. 24 bis 26. Untergestell eines Krieger-Wagens.









starken Batterien ausgerüstet werden, wovon Leistung und Fahrstrecke abhängen. Im allgemeinen wird in Droschken und Privatwagen eine 44zellige Batterie von 195 Amp-st Kapazität eingebaut[1]), die bei 580 kg Gewicht mit einer Ladung eine Fahrstrecke von rd. 100 km ergibt. Die Geschwindigkeit kann dabei kurze Zeit auf 40 km/st gesteigert werden. Die Batterie ist bei den Droschken vollständig unter dem Führersitz aufgestellt, während sie bei den Privatwagen in zwei Kasten mit je 22 Zellen verteilt ist, von denen der eine hinten im Wagenkasten steht.

Für die verschiedenen offenen und geschlossenen Wagenkasten von Droschken und Privatwagen wird ein Untergestell verwendet, das einen in einem Stück aus Stahl gepreßten Rahmen hat und von dem eine Ausführung besonders ausgestellt war, Fig. 24 bis 26. Die beiden Vorderräder werden von je einem Motor angetrieben, dessen Gehäuse starr mit der Gelenknabe verbunden ist, Fig. 27 und 28. Diese bei unebener Straße allerdings stark belastete Verbindung ermöglicht eine sehr einfache Form der Steuerung und gestattet, den Lenkzapfen fast genau in die Linie senkrecht über dem Drehpunkt des Rades beim Lenken zu verlegen, wodurch letzteres erleichtert wird. Neuerdings wird der Motor auch noch durch einen Gleitbügel an der darüberliegenden Achse gestützt, was die bisherige, etwas gewagte Befestigung wesentlich verbessert. Die stählernen Zahnräder mit dem Uebersetzungsverhältnis 1:8,8 haben schrägliegende Zähne und laufen in Aluminiumgehäusen mit Oelfüllung. Die vollständig gekapselten 60 kg schweren Motoren leisten normal je 3,5 PS bei 2200 Uml./min und können kurze Zeit mit der doppelten Leistung beansprucht werden. Das Gehäuse ist als vierpoliger Magnetrahmen ausgebildet, die Wicklung jedoch auf die beiden Pole mit wagerechter Achse beschränkt, so daß die beiden senkrechten Pole als Folgepole dienen. Die Motoren sind

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 563, Zahlentafel 3.



mit gemischter Haupt- und Nebenschlußerregung versehen, um, wie unten ausgeführt wird, möglichst viele Steuerstufen zu erhalten und die Motoren in Gefällen die Batterie speisen zu lassen. Der Anker läuft in Kugellagern und kann, nachdem der innere Gehäuseschild abgeschraubt und das Ritzel entfernt ist, aus dem ungeteilten Gehäuse herausgezogen werden. Bei den neueren Motoren der Bauart Kriéger wird ein scheibenförmiger Kollektor verwendet, auf dessen beiden Seiten die Bürsten — zwei um 90° versetzte Paare — aufliegen, Fig. 29. Diese Anordnung ist gewählt, damit die Bürsten trotz der Erschütterungen des Motors dauernd gut aufliegen können, ohne daß sie so stark, wie es bei wagerechter Lage des Bürstenhalters erforderlich ist, an den Kollektor angepreßt werden müssen. Der Kollektor und die Bürsten sind durch einen schnell zu öffnenden Deckel am Gehäuseschild ohne weiteres zugänglich.

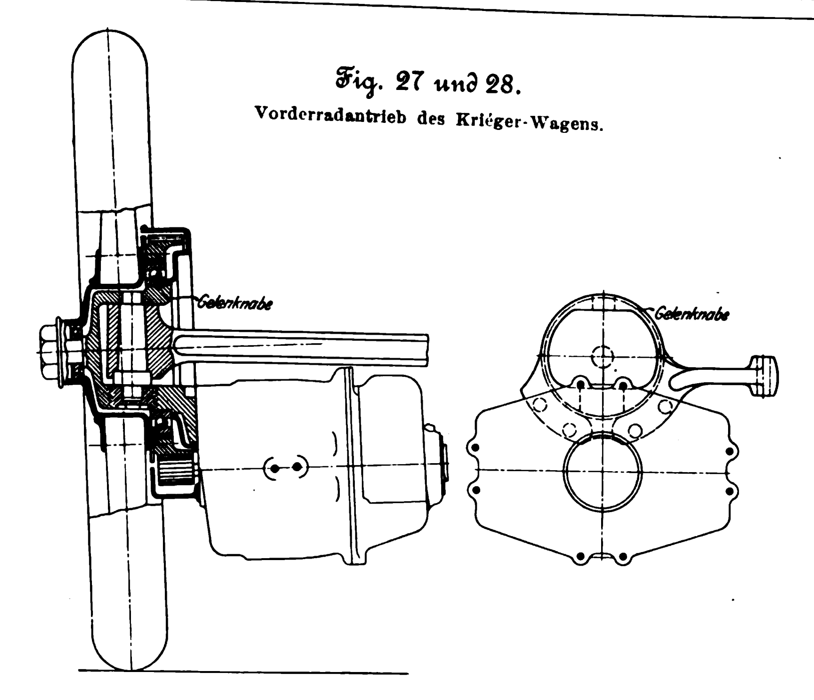
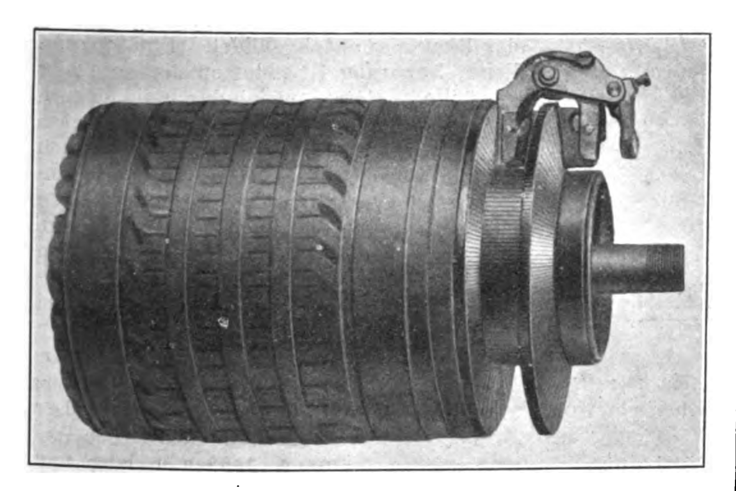


Fig. 27 und 28.
Vorderradantrieb des Kriéger-Wagens.

Fahrschalter und Lenkung sind eng vereinigt. Die hohle Lenkradspindel bewegt durch Ritzel und Zahnbogen die vordere zu einem Rade führende Lenkstange, während das zweite Rad durch eine besondere Lenkstange mit dem ersten verbunden ist. Die Fahrschalterwelle ist durch die Lenkradspindel geführt und greift mit einer die letztere unten umfassenden Hülse an der vollständig eingekapselten Kontaktwalze an. Der Hebel des Fahrschalters liegt dicht über dem



Fig. 29.
Kollektor der neuen Kriéger-Motoren.

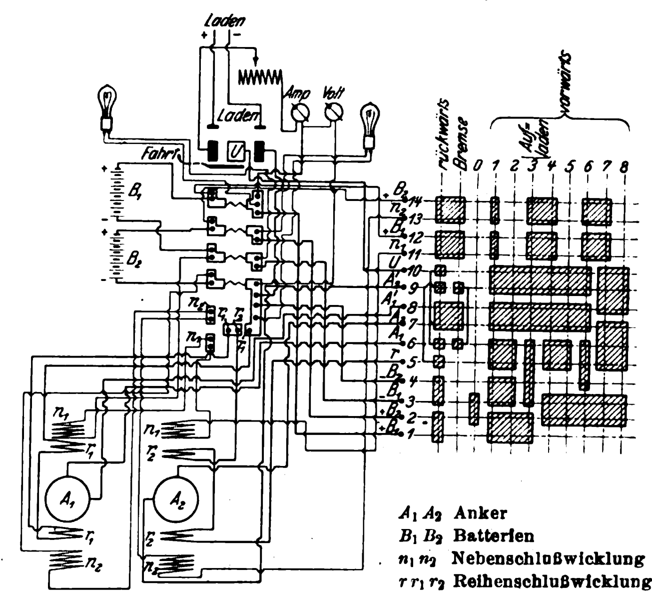


Lenkrad und ist auf einem mit Geschwindigkeitsmarken versehenen Kranz einstellbar.

Die Kriéger-Steuerung bildet ein Musterbeispiel für die bei elektrisch betriebenen Wagen erreichbare Vielstufigkeit im Geschwindigkeitswechsel. Das wird hier durch Teilung der Batterie und Parallelschaltung der Batteriehälften bei geringer Geschwindigkeit sowie durch die gemischte Erregung des Magnetfeldes bewirkt, wobei die Reihenschluß- und die Nebenschlußwicklung je für sich allein oder zusammen verwendet werden. Die Teilung und Parallelschaltung der Batterie wird von einigen Fachleuten verworfen, da die beiden Zellenreihen infolge der unvermeidlichen Unterschiede im Widerstand ungleich beansprucht werden. Die ungleiche Stromentnahme wird indessen zum größten Teil durch die stärkere Abnahme in der Spannung der stärker belasteten Zellen ausgeglichen. Bei der Kriéger-Steuerung werden die Batteriehälften zudem nur beim Anfahren, bei der kleinsten Geschwindigkeit, beim Rückwärtsfahren und beim Bremsen parallel geschaltet, so daß eine ungleiche Belastung entweder nur kurze Zeit oder nur bei schwacher Stromentnahme auftritt, also in keinem Fall irgendwie schädlich wirken kann. Schließlich können beim Bergabfahren die parallel geschalteten Batteriehälften durch die im Nebenschluß erregten, als Stromerzeuger geschalteten Motoren wieder aufgeladen werden, was, auch wenn sich selten hierzu Gelegenheit bietet, mindestens eine kleine Erfrischung für die Batterie ist und Geld spart, ebenso wie das ohne kraftverzehrende Widerstände mögliche langsame Fahren.

Abgesehen von den Stellungen für scharfes elektrisches Bremsen und für Rückwärtsfahrt kann der Fahrschalter auf 8 Geschwindigkeiten eingestellt werden, Fig. 30, bei denen auch Steigungen und Gefälle durch besonders günstige Beanspruchung der Batterie und der Motoren berücksichtigt werden. Beim Rückwärtsfahren werden die Motoren auf gemischte Erregung hintereinander und die Batteriehälften parallel, also auf kleine Spannung von 45 V geschaltet. Beim Bremsen

Fig. 30.
Schaltbild der Kriéger-Steuerung.



arbeiten die Anker kurzgeschlossen aufeinander, und ihre Nebenschlußwicklungen werden mit kleiner Spannung gespeist. In der Nullstellung ist die Batterie in Reihe geschaltet und bereit zum Laden. Bei Vorwärtsfahrt und Stellung 1 — Anfahren — sind die Batteriehälften parallel und die Motoren mit gemischter Erregung hintereinander geschaltet. Außerdem liegt ein besonders einstellbarer Anlaßwiderstand im Ankerstromkreis der Motoren. Bei Stellung 2 für kleine Geschwindigkeit werden die Motoren nur in Reihenschluß erregt. Stellung 3 wird zum Aufladen der parallel geschalteten Batterie mit den als Nebenschlußdynamos in

Reihe geschalteten Motoren verwendet. Hierdurch wird gleichzeitig schwach gebremst. Bei Stellung 4 für Steigungen sind die nun stärker beanspruchten Batterichälften und die Motoren mit gemischter Erregung in Reihe geschaltet. Die Reihenschaltung der Batterie auf große Spannung von etwa 90 V wird von hier an für alle folgenden Stellungen beibehalten. Die für mittlere Geschwindigkeit bestimmte Stellung 5 läßt die nur vom Hauptstrom erregten Motoren hintereinander laufen, die nächste Stellung für schnelle Fahrt im Gefälle die Motoren wieder hintereinander, aber mit Nebenschlußerregung. Bei Stellung 7 werden die Motoren für große Geschwindigkeit parallel und auf gemischte Erregung geschaltet, und bei der letzten Stellung wird lediglich die Erregung in reine Hauptstromerregung geändert. Die Geschwindigkeiten ändern sich für leichtere Wagen bei Stellung 2 bis 8 von etwa 8 bis 45 km/st.

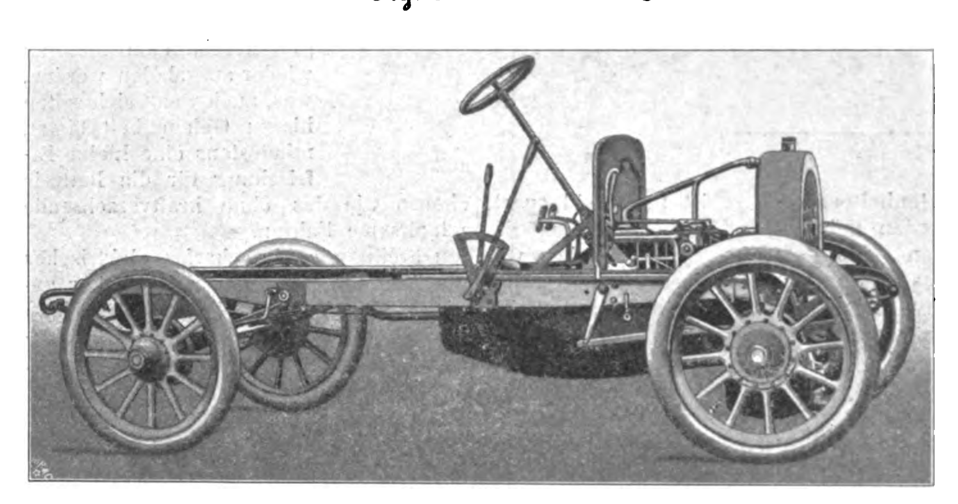
Außer den beiden Bremsschaltungen der Motoren, von denen die eine die Bremsstrecke auf wenige Meter beschränkt, ist eine mechanische Bremse angeordnet, die von einem Fußhebel betätigt wird und als doppeltwirkende Innenbremse auf die Hinterräder arbeitet. Eine Hemmvorrichtung für den Fahrschalter, die das Einstellen auf scharfes elektrisches Bremsen verhindert, ehe nicht die mechanische Bremse wenigstens leicht angezogen ist, wäre auch hier sehr zu empfehlen.

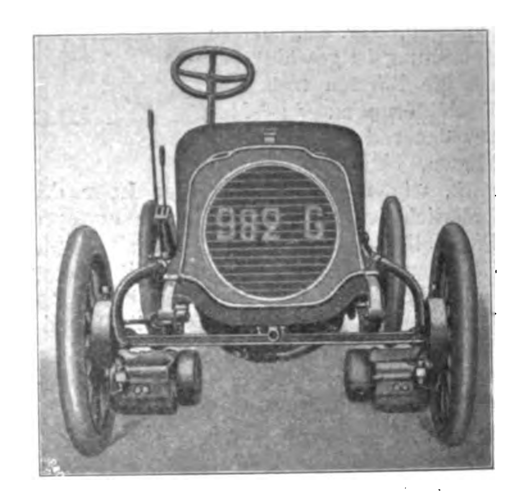
Mit der Kriéger-Steuerung ist wohl einem schon recht stark entwickelten Bedürfnis nach Abstufung der Geschwindigkeit Rechnung getragen. Die Schaltung muß dabei natürlich etwas verwickelt werden. Wenigstens bei Droschken und andern Lohnfuhrwerken, bei denen jedes längere Außerdienststehen ungünstig auf die Wirtschaftlichkeit einwirkt, sollte man die Schaltung möglichst einfach machen, so daß an Stelle eines schadhaften Fahrschalters schnell ein neuer eingebaut und bei Schäden an den Leitungen die Fehlerstelle schnell gefunden und leicht ausgebessert werden kann. Anderseits wirkt das Fehlen von arbeitverzehrenden Regelwiderständen und das Rückgewinnen von Arbeit bei leichter Bremsfahrt wirtschaftlich günstig, und die Vielstufigkeit wird für Luxusfahrzeuge als wichtige Annehmlichkeit verlangt.

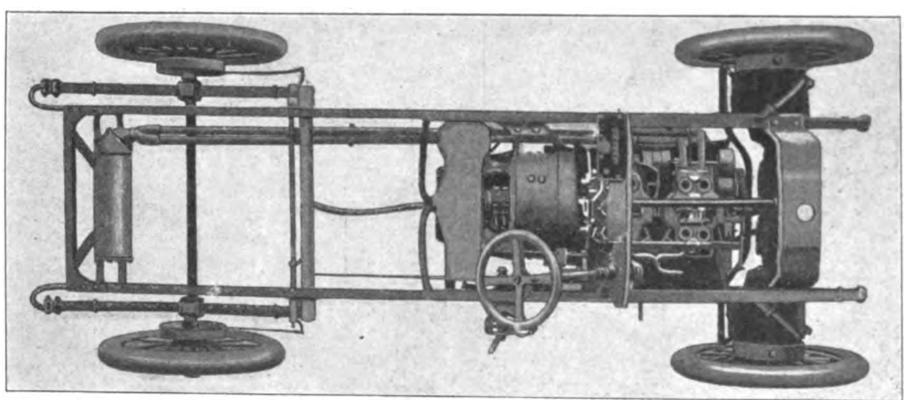
Zum Schluß seien noch die von der Firma gemachten Angaben über den Energieverbrauch eines leichten Wagens dieser Bauart wiedergegeben. Die mit zwei Personen besetzte Droschke von 1731 kg Gewicht brauchte bei einer Abnahmefahrt auf weicher Straße, Windstille und nahezu 40 km/st Geschwindigkeit — Fahrstellung 8 — 84 Amp bei 72 V und bei fast 29 km/st — Fahrstellung 5 — 87 Amp bei 41 V. Das ergibt bei 40 km/st rd. 90 W-st und bei 29 km/st Geschwindigkeit 73 W-st für 1 tkm. Allerdings beziehen sich diese Zahlen offenbar auf einen in Gang befindlichen Wagen in der Ebene, während für die Ermittlung der Gesamtfahrleistung mit einer Ladung noch Zuschläge für Anfahren, Steigungen und Gegenwind zu machen sind. Der Wirkungsgrad der Motoren ohne Getriebe beträgt 91 vH bei normaler Belastung.

Der auf der Ausstellung vorgeführte Kriéger-Wagen mit gemischtem benzin-elektrischem Betrieb ist dem kürzlich an andrer Stelle[1]) dargestellten älteren Wagen in der Anordnung der Benzindynamo, in der Schaltung und in der Steuerung nachgebildet. Eine wesentliche Neuerung ist indessen der auch hier gewählte Vorderradantrieb durch die Elektromotoren, dessen mechanische Form ebenso wie die Lenkung der oben dargestellten gleicht. Die Verbesserung in der Aufhängung der Motoren ist auch für diese Wagen eingeführt. Die Befürchtung, daß beim Vorderradantrieb die Vorderradreifen zu stark abgenutzt werden, ist beim benzin-elektrischen Wagen ebenso wenig wie beim Akkumulatorenwagen begründet, da die auch hier zum größten Teil auf den Vorderrädern ruhende Benzindynamo leichter ist als die ohne Anstände vorn unterzubringende Akkumulatorenbatterie. Der vollständig ausgerüstete Rahmen des benzin-elektrischen Wagens, Fig. 31 bis 33, ist insgesamt 3808 mm lang und 1650 mm breit, hat 2700 mm Radstand, 1400 mm Spurweite, 875 mm Raddurchmesser und wiegt leer 980 kg.

Fig. 31 bis 33. Untergestell eines benzin-elektrischen Kriéger-Wagens.







Der durch einen vierzylindrigen Brasier-Motor von 104 mm Zyl.-Dmr. und 120 mm Hub mit 1200 Uml./min angetriebene sechspolige Stromerzeuger mit gemischter Nebenschluß-, Fremd- und feldschwächend geschalteter Reihenschlußerregung hat eine mittlere Spannung von 150 V. Die Fremderregung wird unter 40 V Spannung von einer 10zelligen 30 kg schweren Akkumulatorenbatterie abgenommen. Der Anker hat Reihenwicklung, und der wie gewöhnlich wagerecht angeordnete Kollektor gibt den Strom an 6 Bürstensätze ab. Der Schalter für den Stromerzeuger sitzt hinter

[1]) Heller: Die Internationale Automobilausstellung in Berlin 1906, Z. 1907 S. 1062.

dem Stromerzeuger mit seiner wagerechten Walze senkrecht zur Längsachse des Wagens. Die Walze wird durch einen seitlich angebrachten Hebel gedreht und schaltet in der ersten Stellung für Vorwärtsfahrt die Nebenschluß- und Fremderregung nebst der schwächenden Reihenschlußwicklung ein, die in der zweiten Stellung abgeschaltet wird. Für die Rückwärtsfahrt muß der Hebel etwas seitlich nach außen geschwenkt werden, was nur von der Nullstellung aus geschehen kann und wodurch sich die Walze zum Umschalten ebenfalls in ihrer Achsrichtung verschiebt. Die erste Stellung nach rückwärts dient zum Anlassen der Benzindynamo unter Benutzung der kleinen Batterie als Stromquelle, die zweite Stellung leitet die Rückwärtsfahrt ein. Die Motoren arbeiten gewöhnlich in Parallelschaltung und werden nur in starken Steigungen durch einen besondern Schalter hintereinander geschaltet. Uebrigens wird der Wagen in erster Linie durch Regelung des Benzinmotors gesteuert, und die elektrische Steuerung wird erst benutzt, wenn es gilt, Schwierigkeiten im Gelände zu überwinden.

Fig. 34 bis 45. Wagen der Kölner Elektromobilwerke von Heinrich Scheele.

Fig. 34. Viersitziger Wagen.



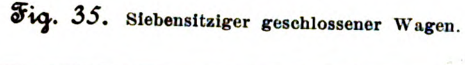
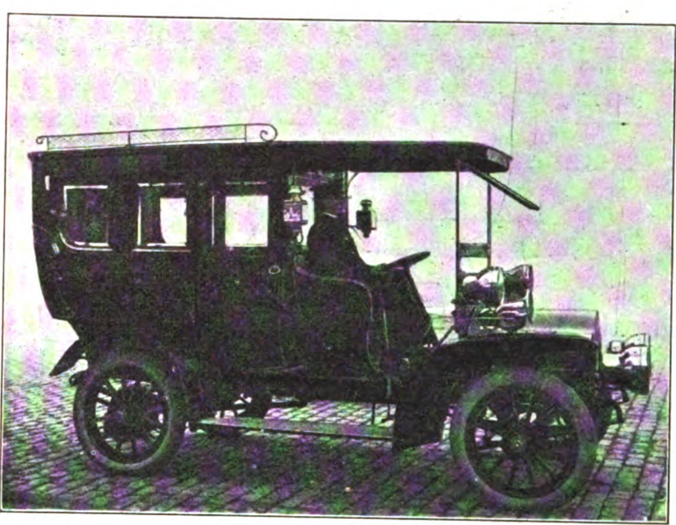


Fig. 35. Siebensitziger geschlossener Wagen.



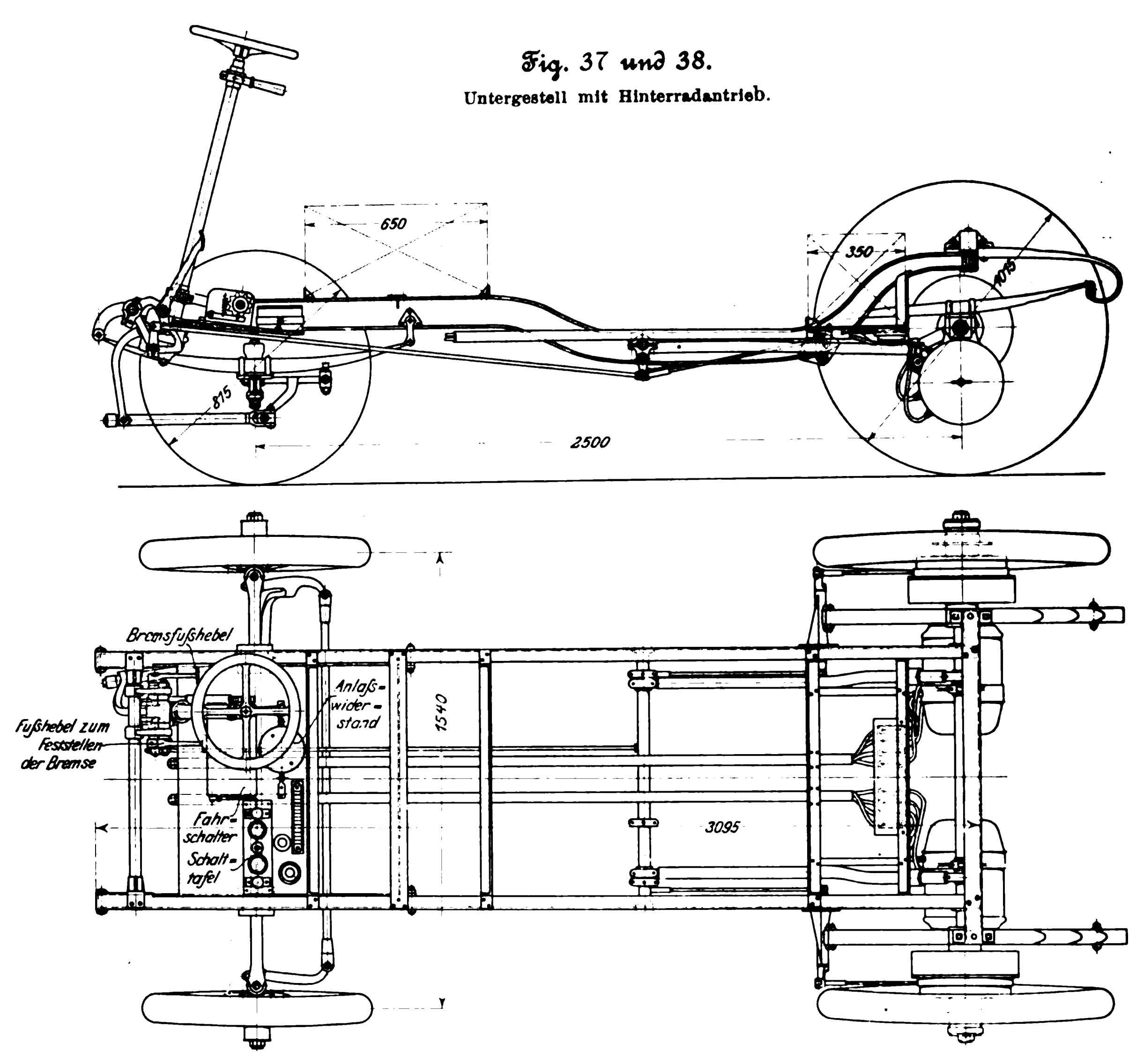
Von den Wagen mit Hinterradantrieb sind zunächst die der Kölner Elektromobilwerke von Heinrich Scheele zu nennen, von denen auf der Ausstellung sechs in verschiedener Größe und Ausstattung, offene und geschlossene mit zwei bis sieben Innenplätzen, gezeigt wurden. Die Akkumulatorenbatterie läßt sich auch für die Scheeleschen Wagen so wählen, daß man mit 25 bis 30 km/st Geschwindigkeit eine Fahrstrecke von reichlich 100 km erreicht. Bei dem großen geschlossenen Siebensitzer, Fig. 35, ist durch die Aufstellung eines Teiles der Batterie vorn unter der Haube die gewohnte Erscheinung der üblichen Benzinmotorwagen nachgeahmt. Sehr gefällig wirkt auch die niedrige Lage des Rahmens bei diesem und dem ganz zu öffnenden Viersitzer, Fig. 34; selbst ohne die vordere Haube gibt sie dem Wagen eine Form, die kaum noch an das unschöne Aussehen eines Wagens, dem die Pferde fehlen, erinnert.

Fig. 36. Rahmen.

Da die äußere Erscheinung gerade bei Motorwagen auf den Käufer, und sogar häufig auf den Benutzer einer Droschke, bei der Wahl zwischen verschiedenen Wagen mehr einwirkt, als dem Techniker gewöhnlich verständlich, sollte man beim Bau elektrischer Wagen auf diesem Wege noch weiter gehen. Man sollte Rahmen und Kasten so tief wie möglich legen und die Vorderräder noch weiter vorziehen, soweit man nicht durch behördliche Vorschriften, z. B. für Droschken, gebunden ist. Der Erfolg hinsichtlich der äußeren Erscheinung wird die Schwierigkeit der konstruktiven Ausführung lohnen und gewisse technische Fehler ganz zurücktreten lassen.

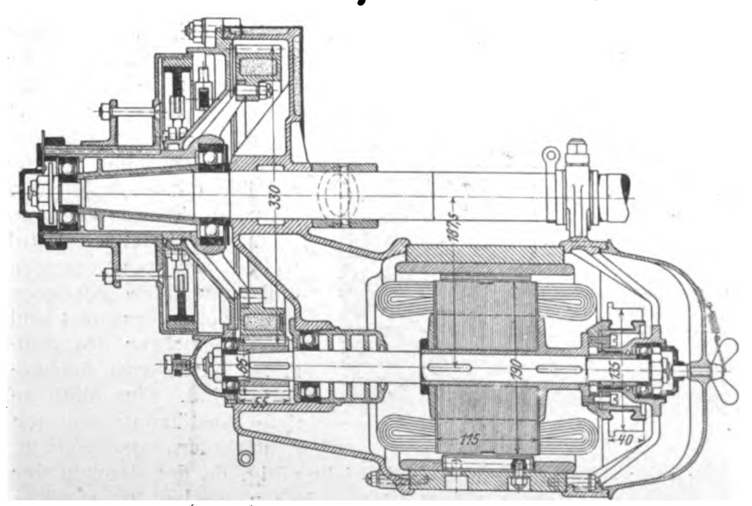
Die Rahmen der Scheeleschen Wagen bestehen aus genietetem Fassonstahl und sind zwischen den Rädern gekröpft. Der Rahmen, Fig. 36, ist hinten doppelt abgefedert und liegt etwas höher über den Rädern als bei dem nachfolgend erwähnten Wagen. Die Batterie ist meistens in einem größeren Kasten unter dem Führersitz und in einem kleineren hinten aufgestellt. Bei dem Rahmen des Viersitzers, Fig. 37 und 38, ist der Platz zwischen den Vorderrädern gut ausgenutzt, indem die Achse aus I-Eisen unter die Drehachse der Räder gelegt ist: ein Vorteil des Hinterradantriebes, der wesentlich dazu beiträgt, den Rahmen tief anordnen zu können. Letzteres wird weiter dadurch erreicht, daß nur flach gebogene Blattfedern verwendet und die Längsträger des Rahmens vorn etwas hochgebogen sind. Eine ähnliche tiefe Abstützung bei den Hinterrädern anzuwenden, ist sehr schwierig und auch nicht nötig, da der Rahmen der Kastenform folgend nach oben gebogen werden kann, ohne dadurch in eine im ganzen höhere Lage zu kommen; deshalb hat man sich darauf beschränkt, die dicht über der Hinterradachse gestützte eineinhalbfache Blattfeder möglichst flach anzuordnen. Die Hinterräder müssen, um genügend freien Raum unter dem senkrecht hängenden Motor zu behalten, etwas größeren Durchmesser haben als die Vorderräder, hier

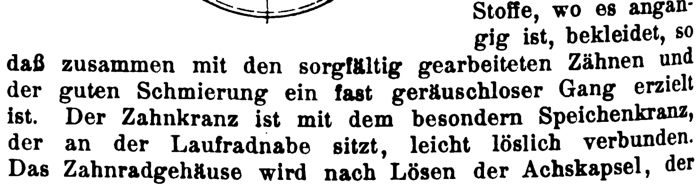
Fig. 37 und 38.
Untergestell mit Hinterradantrieb.



1015 mm gegen 815, sonst liegt bei richtiger Gewichtverteilung mit Hülfe der Akkumulatoren kein Grund dazu vor; der ruhige Gang des Wagens kann bei Luftreifen und sorgfältiger Abfederung des schweren Wagenkastens durch große Räder nicht wesentlich verbessert werden. Man erhält sogar

Fig. 39 und 40. Hauptstrommotor mit Hinterachse.





bei kleinen Rädern für die Zahnradübersetzung oder die Umlaufzahl des Motors günstigere Verhältnisse.

Die beiden Hauptstrommotoren von je 2,5 PS Normalleistung, Fig. 39 und 40, sind mit einem Außenlager und mit dem angegossenen Zahnradgehäuse an der Hinterradachse aufgehängt und je mit einem besondern Stützbaum am Rahmen nachgiebig befestigt. Bei dem in Fig. 41 abgebildeten Gehäuse ist noch ein zweites Augenlager angegossen, das mit dem Zahnradgehäuse durch Schrauben verbunden ist. Das Motorgehäuse besteht aus dem nahtlosen schmiedeisernen Magnetjoch, an das auf der einen Seite das gleichzeitig als Augenlager und Doppellager für die Ankerwelle ausgebildete Zahnradgehäuse, auf der andern Seite der Ring mit dem Augenlager und dem dritten Ankerwellenlager mit übergreifenden Flanschen staub- und wasserdicht angesetzt ist. Auf der Kommutatorseite wird das Gehäuse durch einen Bukkelschild abgeschlossen, der durch eine leicht zu lösende Flügelschraube festgehalten wird. Die Pole bestehen aus Blech, haben weit ausladende Schuhe und sind mit Bandkupfer bandscheibenartig bewickelt, Fig. 42. Etwa auftretendes Schwitzwasser kann sich an Stellen sammeln, die tiefer als die Feldspulen liegen, und durch kleine Rückschlagventile während des Betriebes entweichen. Der Nutenanker mit wenigen kräftigen Zähnen, s. Fig. 42, hat Schablonenwicklung mit Vierkantdrähten und gut unterteilten schmalen Kollektor. Der Bürstenhalterring sitzt fest am inneren Flansch des Lagerringes. Die beiden Bürstenhalter stehen ziemlich steil, so daß sie auch ohne zu starkes Anziehen der Federn die Bürsten nicht abspringen lassen.

Die Zahnräder mit 10 und 65 geschnittenen Zähnen laufen in dem schon erwähnten Stahlgußgehäuse unter dickflüssigem Fett. Der Zahnkranz des großen Rades ist hohl und mit einem schalldämpfenden Stoff ausgefüllt; ebenso ist das Zahnradgehäuse mit dem gleichen Stoffe, wo es angängig ist, bekleidet, so daß zusammen mit den sorgfältig gearbeiteten Zähnen und der guten Schmierung ein fast geräuschloser Gang erzielt ist. Der Zahnkranz ist mit dem besondern Speichenkranz, der an der Laufradnabe sitzt, leicht löslich verbunden. Das Zahnradgehäuse wird nach Lösen der Achskapsel, der



Fig. 41.

Motorgehäuse von Heinrich Scheele.

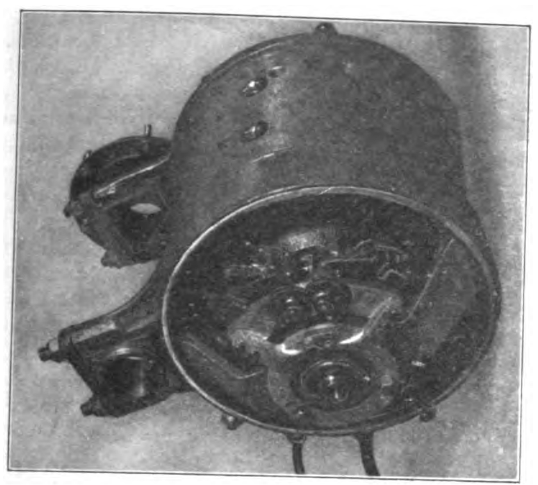


Fig. 43. Fahrschalter.

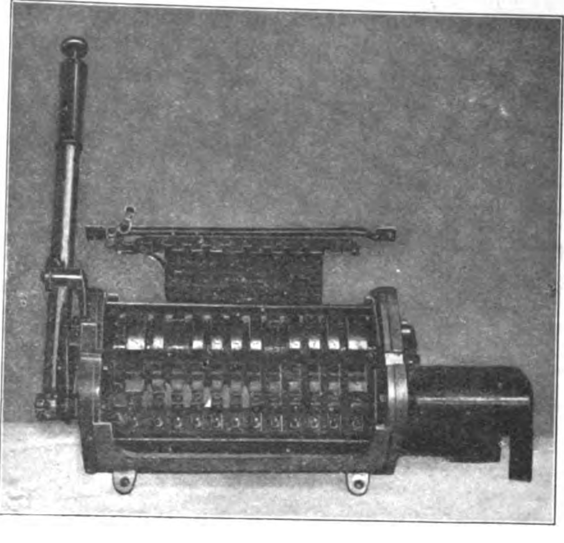
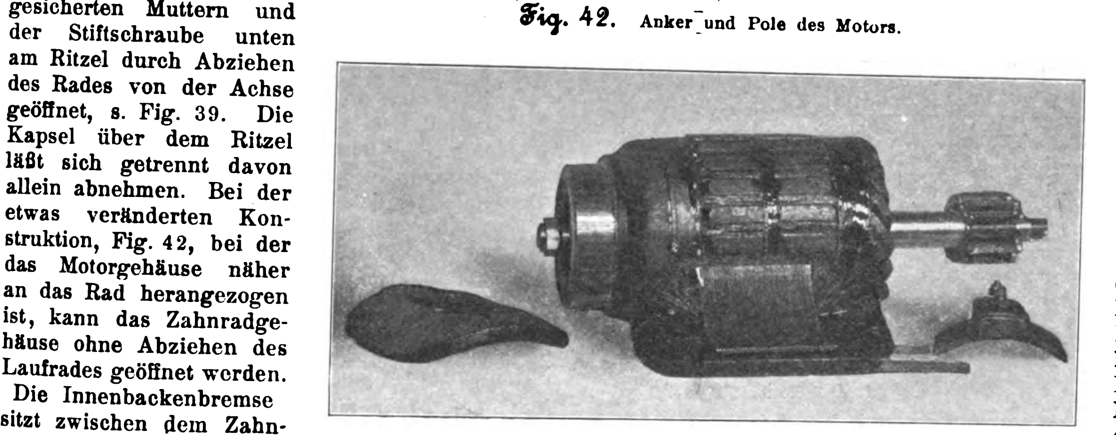


Fig. 42. Anker und Pole des Motors.



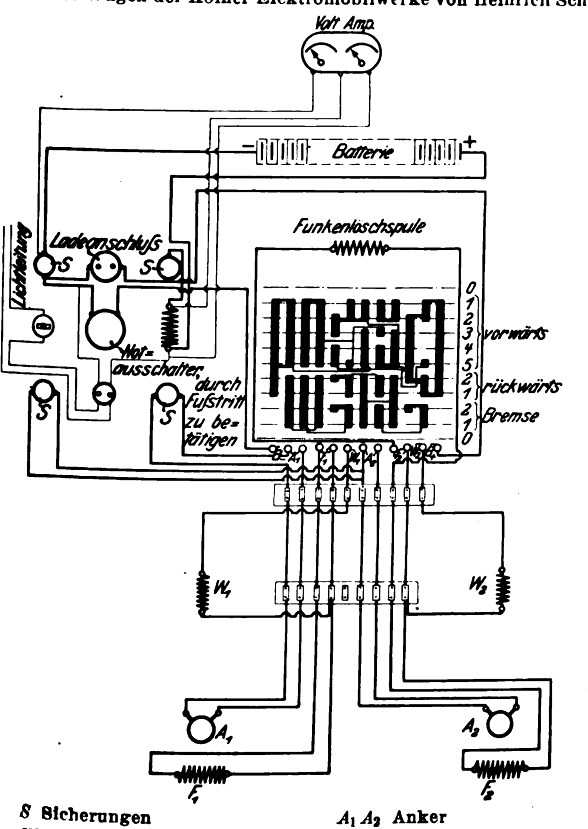
gesicherten Muttern und der Stiftschraube unten am Ritzel durch Abziehen des Rades von der Achse geöffnet, s. Fig. 39. Die Kapsel über dem Ritzel läßt sich getrennt davon allein abnehmen. Bei der etwas veränderten Konstruktion, Fig. 42, bei der das Motorgehäuse näher an das Rad herangezogen ist, kann das Zahnradgehäuse ohne Abziehen des Laufrades geöffnet werden.

Die Innenbackenbremse sitzt zwischen dem Zahnradgehäuse und dem inneren Flansch der Radnabe, die als Schutzgehäuse für die Bremse ausgestaltet sind. Die Bremsen beider Hinterräder werden durch ein gleichmäßig auf beiden Seiten wirkendes Zuggestänge angezogen, das durch einen rechts neben der Lenkspindel liegenden Fußhebel betätigt wird. Durch einen zweiten Fußhebel links neben der Lenkspindel läßt sich der Bremshebel beliebig feststellen, wenn der Fahrer den Wagen verlassen oder beim Befahren einer längeren Gefällstrecke den Fuß nicht ermüden will.

Der Fahrschalter liegt leicht zugänglich zwischen Lenkspindel und Führersitz. Zu seiner Betätigung dient entweder ein Schalthebel seitlich vom Führersitz, der mit Zahnbogen und Ritzel an der Walze angreift, Fig. 34, 36 und 43, oder nach einer jetzt bevorzugten Konstruktion ein Hebel an einer

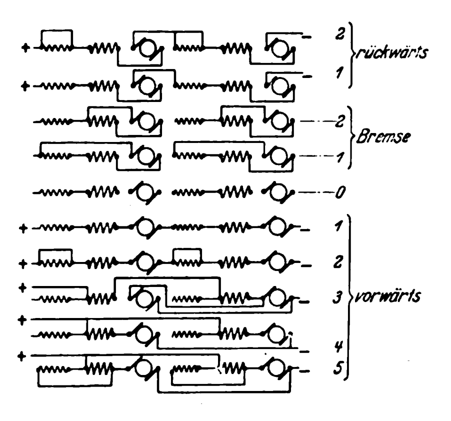
Fig. 44.

Schaltbild der Wagen der Kölner Elektromobilwerke von Heinrich Scheele.



S Sicherungen
$W_1 W_2$ Vorschaltwiderstände
$A_1 A_2$ Anker
$F_1 F_2$ Feldwicklung

Fig. 45. Stromverlauf.



die Lenkspindel umfassenden Hülse, die durch ein Schneckengetriebe die Schalterwalze bewegt, Fig. 35, 37 und 38. Walze und Fingerkontakte sind an Stellen, wo Funken auftreten können, durch Glimmer isoliert. Stärkere Funken können nur an zwei Fingern vorkommen, die in den Hauptfahrstellungen stromlos sind und leicht ausgewechselt werden können. Zum Löschen der Funken dient ein Blasmagnet, dessen Erregerspule im Hauptstromkreise liegt. Die Batterie ist stets in Reihe geschaltet. Die Geschwindigkeit wird durch

Reihen- und Parallelschaltung der Motoren, verbunden mit Feldschwächung für schnellste Fahrt, geregelt. Für die Vorwärtsfahrt dienen fünf, für elektrisches Bremsen und Rückwärtsfahrt je zwei Schaltstellungen, Fig. 44, die den in Fig. 45 skizzierten Stromverlauf einleiten. Neben dem Fahrschalter liegen der Anlaßwiderstand und eine kleine Schalttafel aus Marmor, die die Sicherungen und Schalter für Batterie, Motoren und Lichtstromkreise und den Ladekontakt enthält. Ein Notausschalter zum sofortigen Unterbrechen des Batterie- und Motorenstromkreises wird durch einen Fußstift betätigt.

Beaulieu & Krone, Ingenieure in Berlin und Köln, hatten einen in Levallois-Perret, Frankreich, gebauten Wagen mit Hinterradantrieb und Zahnradübertragung ausgestellt. Das Untergestell hat einen genieteten geraden Rahmen aus]-Stahl, Fig. 46 und 47, der mit langen, sehr flachen und ziemlich tief gestützten einfachen Blattfedern auf den gleich großen Vorder- und Hinterrädern ruht. Der Achsstand beträgt 2300, die Spurweite 1450 mm, und der ganze Wagen mit Kasten erfordert eine Grundfläche von 3,15 × 0,9 m. Als Kraftquelle werden meistens Akkumulatoren von Heinz in Paris, aber auch solche andrer Herkunft verwendet. Die 44zellige Batterie von 180 Amp-st Kapazität ist in 4 Holzkasten verteilt und unter dem Führersitz und dem hinteren Wagensitz aufgestellt. Die Kasten stehen auf Rollen und Gleitschienen und können nach vorn und hinten herausgezogen werden. Die Batterie reicht bei 30 km/st höchster Geschwindigkeit für 90 bis 100 km Fahrstrecke aus. Das Untergestell wiegt mit der rd. 500 kg schweren Batterie etwa 1400 kg. Zum Antrieb werden Westinghouse- oder Cuénod-Motoren von je 3 PS verwendet, deren dicht gekapseltes Gehäuse mit je zwei Augenhaltern pendelnd an der Hinterradachse aufgehängt ist und mit je einem langen Stützhebel mittels einer Pufferfeder am Rahmen gehalten wird. Als Getriebe dienen zwei Paar Zahnräder mit geschnittenen Winkelzähnen, abwechselnd aus Bronze und Stahl. Der Fahrschalter wird durch eine besondere Spindel mit unter dem Lenkrad liegenden Hebel und durch Kegelräder bewegt. Er leitet mittels Umschaltung der Motorwicklung ohne Regelwiderstände vier Schaltungen für Vorwärtsfahrt, eine für Bremsung und zwei für Rückwärtsfahrt ein. Die Firma hat mit ihren in Deutschland eingeführten Wagen sehr schlechte Erfahrungen gemacht, so daß sie seit einiger Zeit die Fabrikation elektrischer Wagen aufgegeben hat. Insbesondere waren die Batterien sehr empfindlich gegen mechanische Erschütterungen, was zum Teil wohl auf die zu schwache Abfederung zurückzuführen ist. Man muß sich indessen hüten, die Ergebnisse einer auf dem Zusammenbau gekaufter Teile beruhenden Herstellweise auf die Erzeugnisse von Fabriken mit langjähriger eigener Erfahrung auf diesem Sondergebiet zu übertragen.

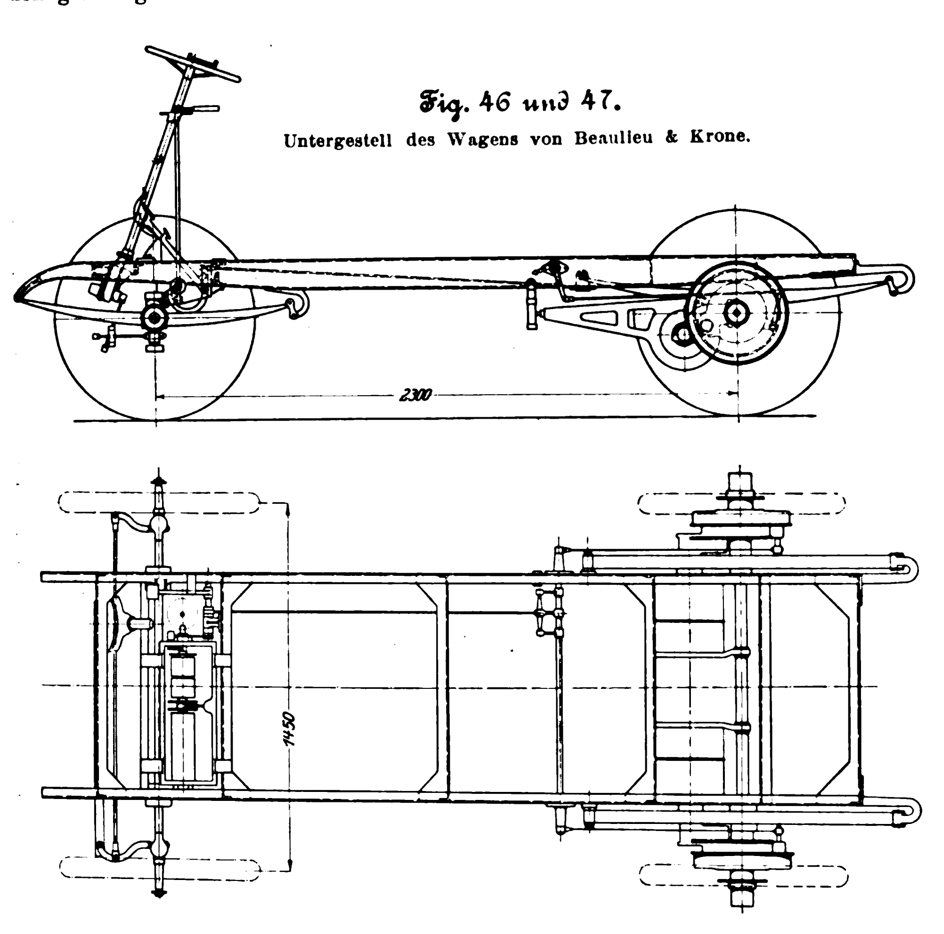


Fig. 46 und 47.
Untergestell des Wagens von Beaulieu & Krone.

Der auf dem Stand der Deutschen Mercedes-Verkaufsgesellschaft ausgestellte Wagen der Société Mercédès Électrique mit unmittelbarem Antrieb ist ein Nachfolger des Wagens von Jakob Lohner & Co. in Wien[1]) und wird von der Oesterreichischen Daimler-Motoren-Gesellschaft in Wien gebaut. Ein wesentlicher Unterschied liegt nur darin, daß die Radnabenmotoren bei dem ausgestellten Wagen in die Hinterräder eingebaut sind, Fig. 48, während der Vorderradantrieb von jeher für den Lohner-Porsche-Wagen kennzeichnend und mit ein Grund für die Ausbildung des die Lenkung vereinfachenden Radnabenmotors überhaupt gewesen ist. Der ausgestellte Wagen mit auswechselbarem Kasten ist mit einer 42zelligen Batterie von 240 Amp-st Kapazität versehen, die geteilt unter dem Führersitz und dem hinteren Wagensitz aufgestellt ist. Der Wagen wiegt einschließlich der Batterie rd. 1500 kg, und seine Fahrstrecke mit einer Ladung beträgt je nach der Beanspruchung der Akkumulatoren 80 bis 120 km.

Hinsichtlich der Motoren, die bei rd. 4 PS Normalleistung 200 Uml./min machen entsprechend einer Geschwindigkeit von etwa 30 km/st, möchte ich zunächst auf die Zeichnung des oben erwähnten Lohner-Motors[1]) verweisen. Nachzutragen ist, daß bei dem als Innenpolmaschine zu bezeichnenden Motor das 12polige Magnetrad und nicht der Anker innen sitzt und mit der Achse fest verbunden ist. Der Ankerkörper ist der Radnabe angegliedert und geht mit den auf beiden Seiten liegenden kräftig versteiften Schilden, welche die Wicklung schützen, und von denen der eine den Scheibenkollektor trägt, in die Kugellager über; vergl. Fig. 49 und 50, die einen schwereren Motor für gemischten benzinelektrischen Betrieb von allerdings ganz gleicher Bauart zeigen. Beim Hinterradantrieb vereinfacht sich die Konstruktion des Motors noch durch den Fortfall des Lenkzapfens. An dessen Stelle tritt eine gegen die Belastung durch das Drehmoment des Motors weniger empfindliche versteifte Scheibe, die nur von den Kabeldurchführungen durchbrochen wird und das Innere des Motors daher auch besser vor Staub und Nässe schützt. Der Radnabenmotor ist natürlich hinsichtlich der Geräuschlosigkeit, des Gesamtwirkungsgrades und der Zugänglichkeit fast jedem mittelbar wirkenden Motor überlegen. Nachteilig wirkt indessen das größere unabgefederte Gewicht der Räder auf den Verschleiß der Reifen.

Von derselben Gesellschaft stammt der vom kgl. Ober-Marstall-Amt ausgestellte Wagen des Kaisers, Fig. 51. Hier ist wieder ein großer Teil der Batterie in der vorderen Haube untergebracht und auch die Steuerung durch seitliche Hebel beibehalten, so daß man schon scharf hinsehen muß, um den Wagen von einem Benzinwagen zu unterscheiden. Dem in der Fahrt befindlichen Wagen merkt man seine Betriebsart durch die fast vollkommene Geräuschlosigkeit jedoch eher an.

Ganz ähnlich wie der vorstehend erwähnte Mercedes-Wagen ist der von Gustav Freund in Berlin ausgestellte »Wagon Electromotion« von Balachowski & Caire in

[1]) s. Z. 1906 S. 428/29, Fig. 29.

Fig. 48.

Mercedes-Wagen mit Radnabenmotor und Hinterradantrieb.

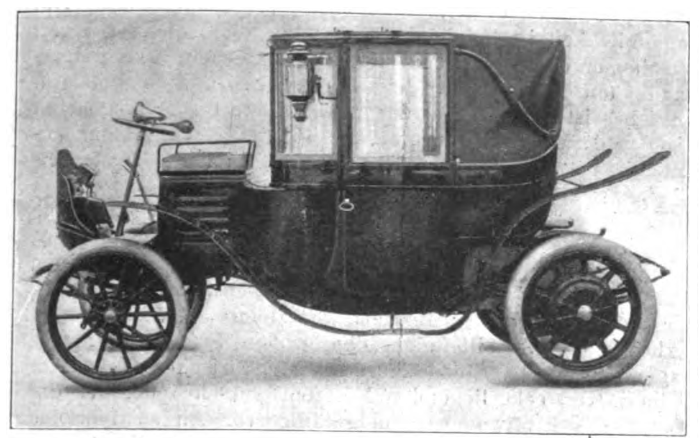




Fig. 49.

Teile des Radnabenmotors der Société Mercédes Electrique.

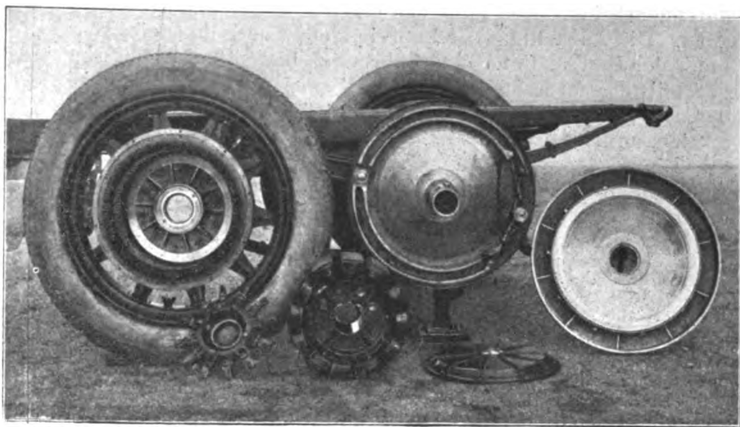
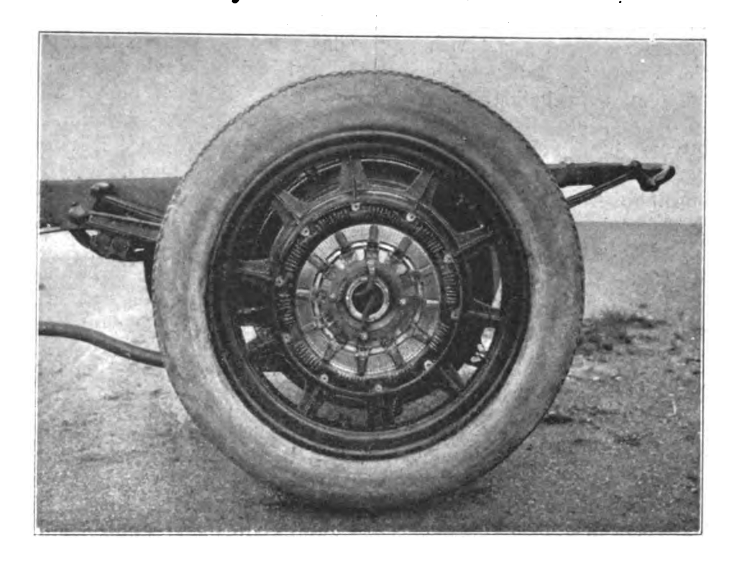


Fig. 50. Radnabenmotor geöffnet.



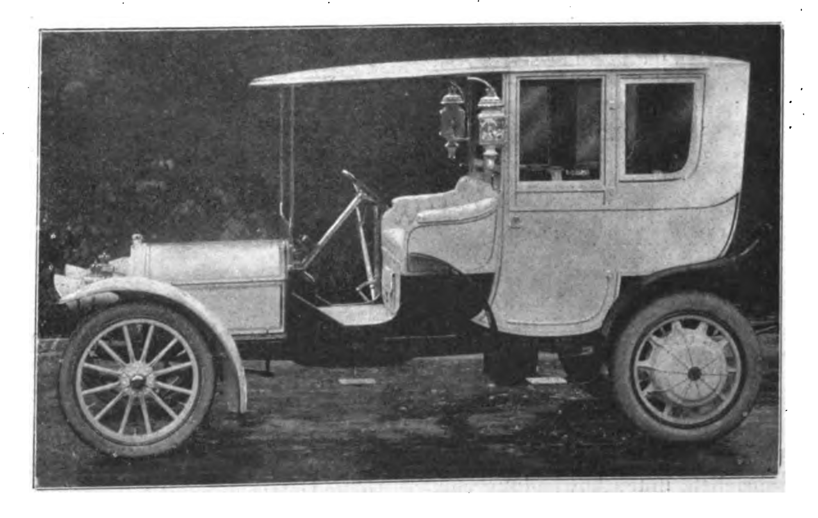
Paris gebaut. Der hier verwandte Radnabenmotor von normal 5 PS hat indessen einen wagerechten Trommelkollektor mit vier innen aufliegenden Bürsten und Nebenschlußerregung. Zum Steuern wird die Batterie umgeschaltet.

Bei den von der Bielefelder Maschinenfabrik vormals Dürrkopp & Co. ausgestellten Wagen einer Pariser Fabrik ist auf eine schon bei den ersten elektrischen Wagen angewandte Anordnung des Antriebes zurückgegriffen. Sie sind mit nur einem Motor ausgerüstet, der mittels Kettenübertragung, Gelenkwelle und eines Differentialgetriebes die Hinterräder antreibt. Mit diesem Getriebe ist ein durchaus entbehrlicher Nachteil des Benzinwagens auf den elektrischen Wagen übertragen. Der einzige Vorteil liegt darin, daß das unabgefederte Gewicht der Räder gegenüber dem abgefederten Gewicht des Untergestelles leichter wird. Infolgedessen werden die Stoßwirkungen beim Fahren auf schlechten Straßen weniger auf den schwer belasteten Rahmen und den Kasten übertragen. Der Motor hat, um den Vorteil der Reihenschluß-Parallelschaltung beizubehalten, einen doppelt gewickelten Anker und zwei Kollektoren, so daß er verhältnismäßig schwer wird, mit dem Getriebe zusammen schwerer als zwei einzelne Motoren. Die in zwei Kasten unter den Sitzen aufgestellte Batterie soll, wie bei allen zeitgemäßen Wagen, für eine Fahrstrecke von 100 km ausreichen. Auch die übrigen Einzelheiten bieten nichts Bemerkenswertes gegenüber den bereits besprochenen Wagen.

Ueberblickt man das, was sich auf der Ausstellung an elektrischen Wagen darbot, im allgemeinen, so muß man zunächst anerkennen, daß in den letzten Jahren von den deutschen Akkumulatorenfabriken recht Tüchtiges geleistet worden ist. Man muß aber bedenken, daß die heute schon in recht stattlicher Zahl in den Großstädten laufenden Wagen doch an eine für Motorwagen nur gering zu nennende Geschwindigkeit gebunden sind, wenn der Betrieb nicht zu kostspielig werden soll. Die Verführung, schneller, als der Batterie zuträglich, zu fahren, ist für den Wagenführer zu groß, als daß er ihr nicht häufig unterliegen sollte; und daher kommt es, daß die unter sorgfältiger Aufsicht erzielte einigermaßen befriedigende Lebensdauer im praktischen Betriebe sehr oft nicht erreicht wird. Das Ziel, das den Akkumulatorenfabriken vorschweben muß, wenn die elektrischen Wagen sich behaupten sollen, ist auch heute noch eine Batterie, die 50 km/st Geschwindigkeit bei 150 km Fahrstrecke mit einmaliger Entladung ermöglicht. Dabei eine größere Lebensdauer als 100 Entladungen der positiven Platten zu fordern, liegt schon außerhalb des in absehbarer Zeit Erreichbaren.

Fig. 51.

Elektrischer Mercedes-Wagen des Kaisers.



Hinsichtlich einiger sehr wichtiger Teile der Wagen herrscht noch immer eine das Jugendliche und Werdende dieses Industriezweiges kennzeichnende Verschiedenheit. Es ist zwar anzuerkennen, daß, eine einwandfreie Kraftquelle vorausgesetzt, gerade für den elektrischen Betrieb mit seiner Anpaßfähigkeit sehr verschiedenartige Konstruktionen erfolgreich ausgebildet werden können, und wir wissen, daß manchmal lediglich eine technische Mode jahrelang bevorzugte Bauarten hervorbringt; aber auf fast allen zu einer gewissen Vollkommenheit gebrachten Gebieten, z. B. auf

dem nahe verwandten Gebiete des Straßenbahnbetriebes, und ähnlich in der Anlage von Elektrizitätswerken, hat man sich nun schon seit langer Zeit zu einer herrschenden Meisterbauart durchgearbeitet. Das fehlt den elektrischen Motorwagen noch ganz. Die Aufstellung der Batterie, geteilt oder ungeteilt, vorn unter der Haube, unter dem Führersitz, hinten im Wagen oder gar teilweise in Kasten unter dem Wagen, ist ebenso verschiedenartig wie die Motorenanordnung als Vorder- oder Hinterradantrieb, unmittelbar, mit Zahnradübersetzung, oder schließlich als Einzelmotor mit Doppelanker und Differentialgetriebe. Auch die Reihenschlußschaltung ist noch nicht einhellig anerkannt. Man will noch immer den Nebenschlußmotor als Rückgewinner von Energie nicht aufgeben und möchte Geschwindigkeitsabstufungen erzielen, die allen denkbaren Gelände- und Verkehrsverhältnissen und manchmal auch den Launen der Fahrgäste entsprechen sollen.

Hinsichtlich dieser Fragen ein entscheidendes Urteil abgeben zu wollen, wäre sehr gewagt, aber einige Verschiedenheiten kann man doch gegeneinander abzuwägen versuchen. Für die Aufstellung der Batterie kann es keine grundsätzliche Norm geben. Sie ist zu sehr davon abhängig, ob Vorder- oder Hinterradantrieb gewählt ist und wie sich die Gewichte der Motoren, des Getriebes und des Wagenkastens auf die beiden Achsen verteilen. Die Aufstellung unter dem hinteren Wagensitz ist fast in allen Fällen zu verwerfen. Wenn der Sitz aufklappbar ist, werden die Fahrgäste eines geschlossenen Wagens von den Säuredämpfen zu sehr belästigt, und für das Herausziehen der Batterie nach hinten bleiben alle bisher verwandten Gleit- und Rollvorrichtungen hinter dem angesichts der Empfindlichkeit der Batterie Erforderlichen zurück. Ebenso ist die unzugängliche Aufhängung unter dem Wagen nicht zu empfehlen. Es bleibt daher als beste die geteilte Aufstellung unter der Haube und unter dem Führersitz bei Vorderrad- und Hinterradantrieb, daneben noch die ungeteilte unter dem Führersitz bei Vorderradantrieb und die ungeteilte unter der Haube nur bei Hinterradantrieb. Bei geteilter Aufstellung ist noch eine Verschiebung der Achsbelastung durch ungleiche Teilung möglich. Bei ungeteilter Aufstellung unter der Haube, die dem Wagen äußerlich die beste Form gibt, ist anderweitige Entlastung der Vorderräder notwendig. Auf ausreichendes Reibungsgewicht braucht kaum besondere Rücksicht genommen zu werden.

Nicht minder wichtig ist die Frage der Antriebart. Die als Hauptvorzug betonte Eigenschaft des Vorderradantriebes, daß die gezogenen Wagen nicht schleudern, kann heute nicht mehr unbedingt anerkannt werden. Diese Behauptung ist, als die Bedingungen für elektrische Wagen durch Verbesserung der Akkumulatoren günstiger wurden, hauptsächlich den Wagen mit Verbrennungsmotoren gegenüber aufgestellt worden, bei denen ein Vorderradantrieb sehr schwer durchführbar ist. Nun hat die Erfahrung gelehrt, daß auch die sogenannten gezogenen Wagen auf glatter Straße schleudern, allerdings nur beim Lenken oder bei unbeabsichtigten Ablenkungen und unter Umständen beim elektrischen Bremsen, aber im allgemeinen nicht beim Auftreten erhöhter Widerstände an den Vorderrädern, so daß das Schleudern und die Neigung dazu nicht so häufig und in dem schädlichen und gefährlichen Maße wie bei den überdies viel schneller fahrenden Benzinwagen mit Hinterradantrieb auftritt. Immerhin müssen auch die elektrischen Wagen mit Vorderradantrieb Gleitschutzreifen haben; als Vorzug bleibt aber immer noch eine geringere Abnutzung des teuern Gleitschutzes als beim Hinterradantrieb. Anderseits ist die Anordnung der Motoren mit und ohne Zahnradübersetzung an den Hinterrädern einfacher, da man hier nicht durch die Lenkvorrichtung beengt ist und auch sonst mehr Platz hat. Noch schwieriger ist die Entscheidung über unmittelbaren und mittelbaren Antrieb. Die Radnabenmotoren sind praktisch vollkommen geräuschlos. Sie haben einen besseren Gesamtwirkungsgrad, sind aber schwerer als schnell laufende Motoren einschließlich ihres Zahnradgetriebes. Die Zugänglichkeit ist bei beiden ziemlich gleich, abgesehen von dem immer etwas versteckt liegenden Getriebe, das gut instandhalten zu müssen, der Hauptnachteil des mittelbaren Antriebes ist, wenn nicht das Geräusch fast so unangenehm wie das der Benzinwagen werden soll. Mit den Radnabenmotoren tritt aber auch eine Wohlgefallen erregende Erscheinung an den Kauflustigen heran. Beim Benzinwagen ist es die vorn aufgebaute, Auge und Ohr auf sich ziehende Maschine, die den Beobachter das Kraftvolle des Wagens bewußt werden läßt, und der Begriff der selbstständigen Kraft mit ihrer Wirkung, der großen Geschwindigkeit, ist es, der trotz aller mit dem Betriebe von Motorwagen noch immer verbundenen Mißhelligkeiten den großen Erfolg der Motorwagenindustrie begründet hat. Beim elektrischen Wagen mit kleinen, versteckt liegenden Motoren, verschwindet der das Wesen des Kraftwagens wohlgefällig vor Augen führende Hauptbestandteil des Wagens. Beim elektrischen Wagen mit Radnabenmotoren erscheint dem Beobachter dagegen wieder etwas Wuchtiges, Kraftvolles, und das Augenscheinliche des Zusammenhanges zwischen Ursache und Wirkung befriedigt das Schönheitsempfinden.

Hinsichtlich der Steuerung und Schaltung ist das Urteil leichter. Hier ist der Reihenschlußmotor am Platze, wie an allen Stellen, wo sich der Energieaufwand den Widerständen anpassen soll. Die Rückgewinnung von Arbeit durch den Nebenschlußmotor oder einen gemischt erregten Motor in Gefällen bringt eine verwickelte Schaltung und erhebliche Vermehrung der Leitungen mit sich. Für die Rückgewinnung wird sich in den Städten wenig Gelegenheit bieten; sie hat nur bei Wagen, die längere Ueberlandfahrten in unebenem Gelände zu machen haben, praktische Bedeutung. Das hat nun wieder eine stärkere Gefährdung der Einrichtungen des Wagens im Gefolge: auf Schäden am Fahrschalter, an den Leitungen, an der Motorwicklung und an der Batterie muß man mehr als sonst vorbereitet sein. Soll nun selbst bei kleinen Unstimmigkeiten der Wagenführer mit der verwickelten Schaltung Bescheid wissen und helfen können, so braucht man schon einen recht befähigten und erfahrenen Mann, dessen höherer Lohn die Ersparnisse reichlich wieder aufzehren dürfte. Daher ist die einfachere Schaltung die beste. Das Umschalten der Batterie in zwei parallele Kreise ist zwar für Fahrstellungen, die nur kurze Zeit bestehen bleiben oder die nur wenig Strom erfordern, ungefährlich, sollte aber für schwere Dauerbelastung vermieden werden.

Im Rahmenbau ist man gegenüber diesen Verschiedenheiten, abgesehen von einigen Ausnahmen, zu einheitlichen Grundsätzen gekommen, ähnlich in der Konstruktion der Federn, Räder, Bremsen und der Lenkung. Auch die Anordnung der Fahrschalter ist allgemein zu loben. Die äußere Gesamtform der Wagen ist häufig schon recht gefällig. Hinderlich für die Gestaltung der Droschken in dieser Richtung sind die Bestimmungen der Verkehrsbehörden, die den Radstand der Wagen beschränken, damit der Wagen auch in engen Straßen unbehindert wenden kann. Die elektrischen Wagen können leicht dieser Aufgabe entsprechend gebaut werden, werden aber dann ihr unschönes Aussehen beibehalten. Wie schon an anderen Stellen betont, bieten das Herabziehen des Rahmens, Vergrößern des Radstandes, Aufstellen eines Teiles der Batterie vorn unter einer Haube und das Verwenden von Radnabenmotoren mehr Aussicht auf Verbreitung als manche lediglich technische und wirtschaftliche Verbesserung.

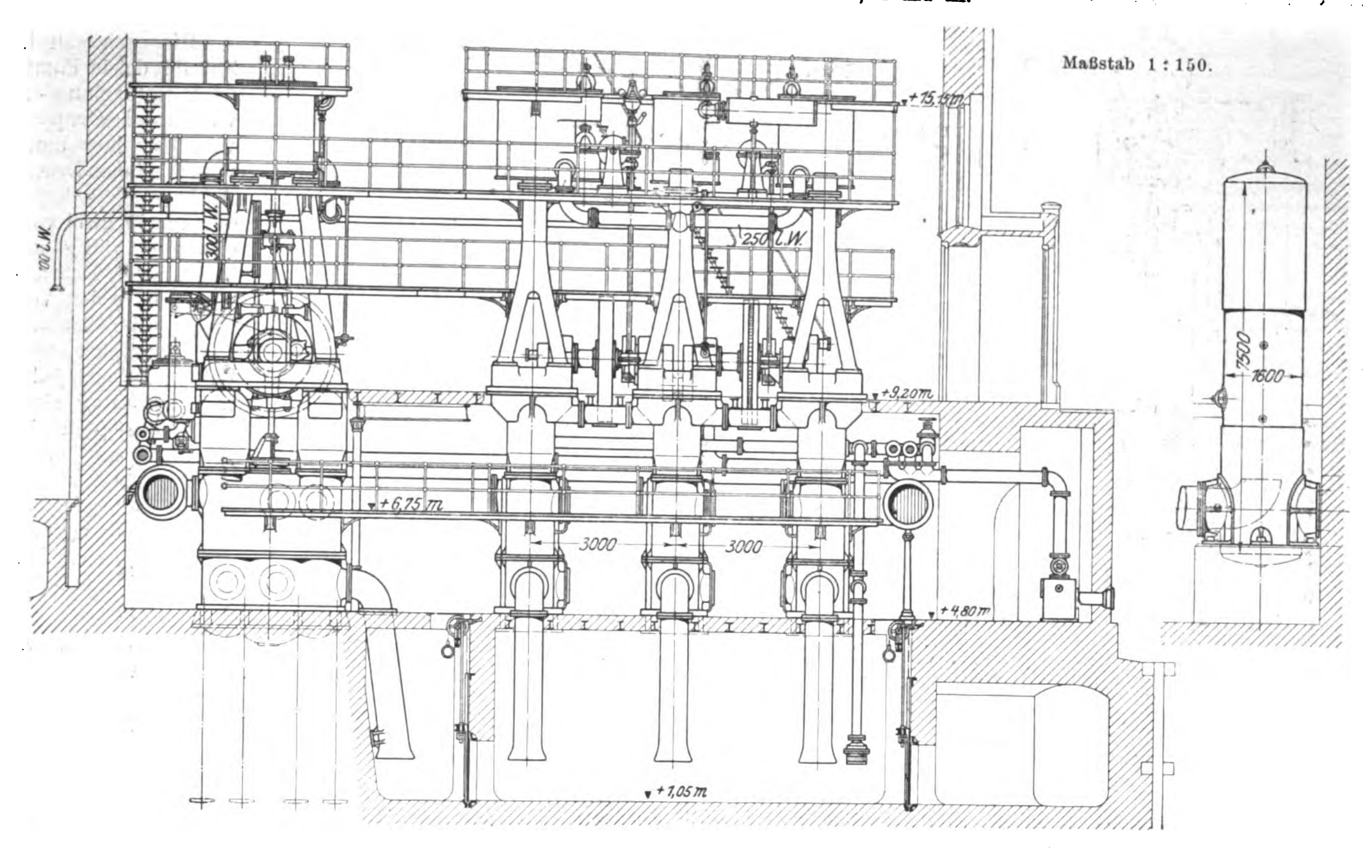
Neuere Pumpmaschinen des Hamburger Wasserwerkes.

Von **Rud. Schröder**, Baurat in Hamburg.

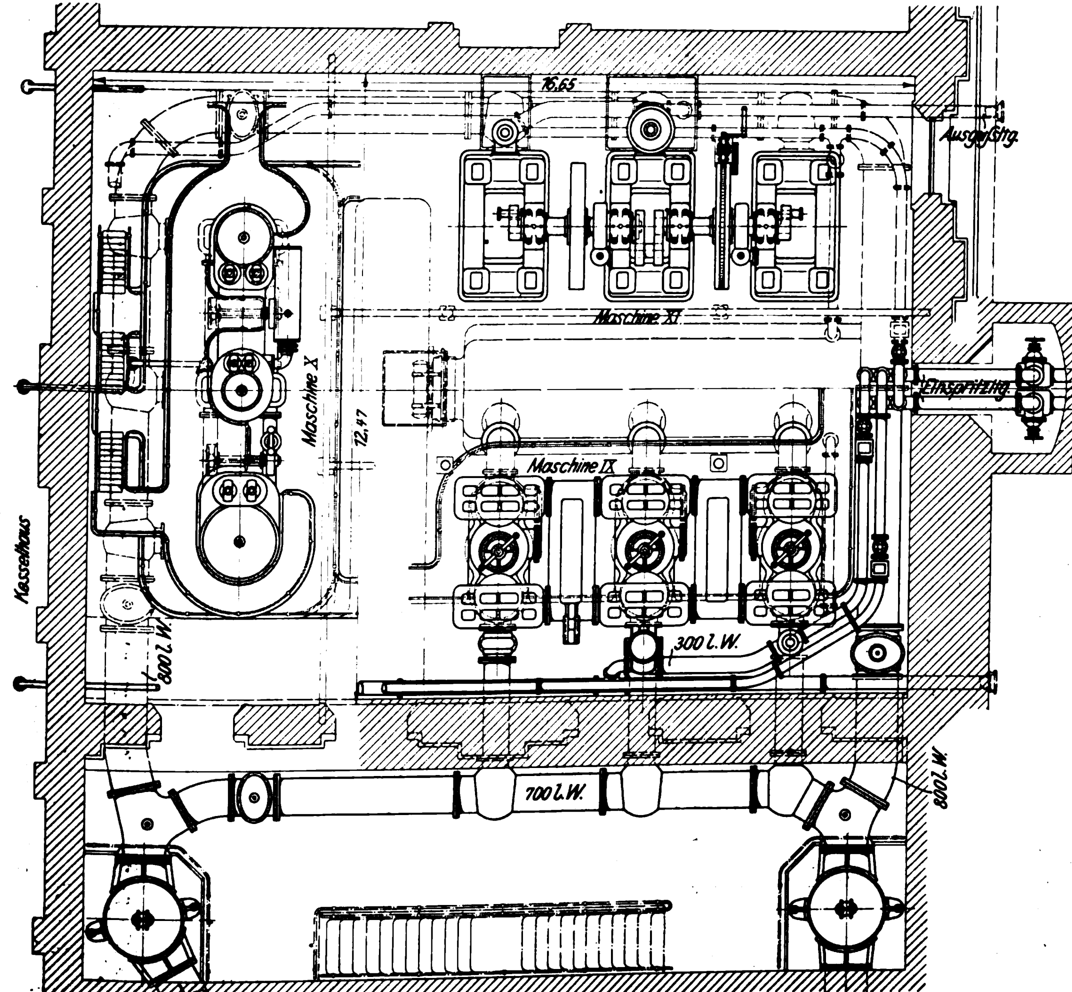
(Schluß von S. 1184)

Die Wasserversorgung Hamburgs vollzieht sich zurzeit noch, wie in Z. 1902 S. 829 beschrieben, unter Anwendung von Hausbehältern, deren Füllung in dem aus zwei Teilgebieten — dem Niederdruck- und dem Hochdruckgebiet — bestehenden Versorgungsgebiet während 22 Stunden des Tages insoweit ohne Unterbrechung erfolgt, als hierzu eine je nach der Jahreszeit im Pumpwerk Rothenburgsort zwischen + 46 und + 50 m über Hamburger Null gehaltene Druckhöhe ausreicht.

Fig. 62 bis 64. Pumpmaschinen IX, X und XI.



Gebäude der neuen Maschinen V und VI.



Da aber diese Druckhöhe nicht zur Füllung der Wasserbehälter der in der Hochdruckzone am höchsten liegenden Wohnungen genügt, so werden diese Behälter nach Trennung des Rohrnetzes beider Gebiete durch Absperrung einer Anzahl von Schiebern in der Zeit von 3 bis 5 Uhr morgens vom Pumpwerk aus unter einem auf + 52 bis + 55 m erhöhten Drucke gefüllt, während das Niederdruckgebiet in diesen beiden Stunden aus den auf der Sternschanze, dem Stintfang und am Berliner Tor gelegenen alten Hochbehältern versorgt wird, die jedoch für eine Versorgung sämtlicher Entnahmestellen des Niederdruckgebietes nicht hoch genug liegen.

Um die mit dieser Versorgungsweise verbundenen Unzuträglichkeiten zu beseitigen, haben Senat und Bürgerschaft im Juli v. J. auf Antrag der Deputation für die Stadtwasserkunst nach den Vorschlägen des technischen Leiters der hamburgischen Wasserwerke, Direktors Schertel, für die Umgestaltung der bisher durch Hausbehälter vermittelten Wasserversorgung Ham-

Fig. 65 bis 73. Dampfzylinder.

Fig. 65 bis 69. Hochdruckzylinder.

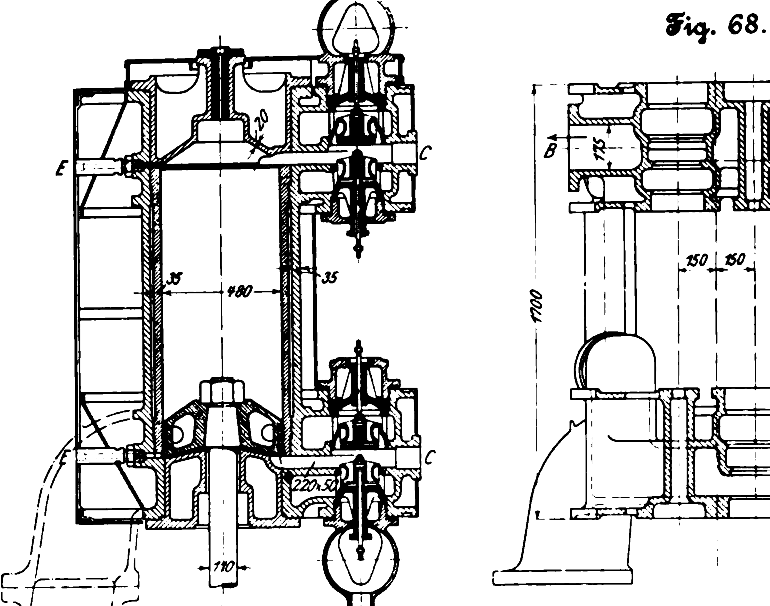


Fig. 68.

Fig. 69.

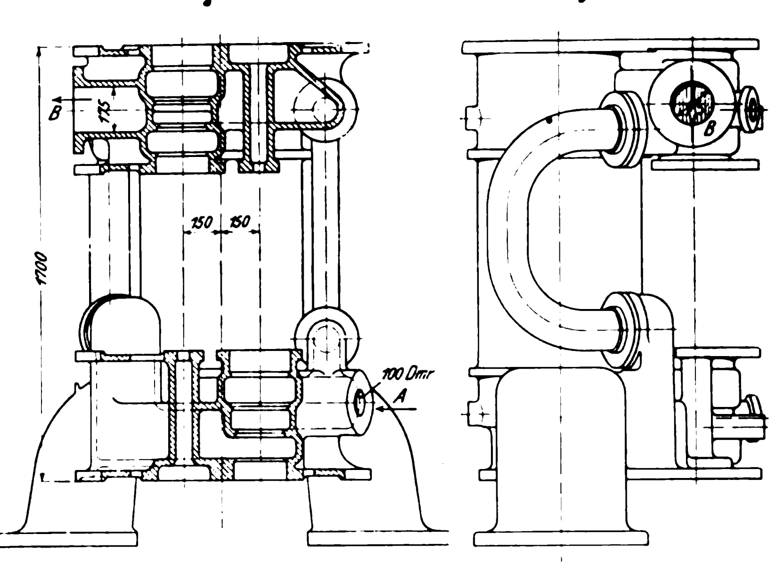


Fig. 70 und 71. Mitteldruckzylinder.

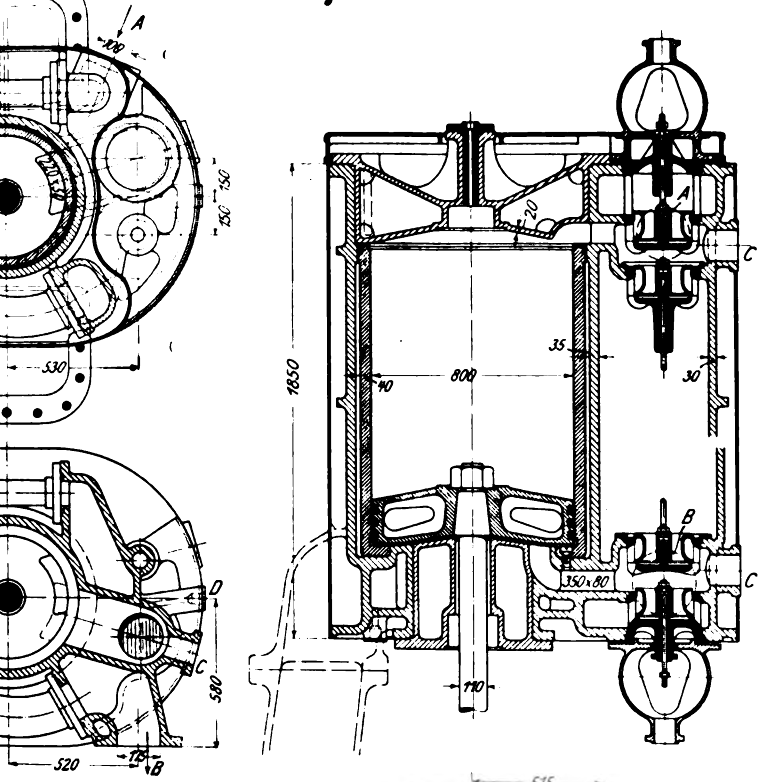
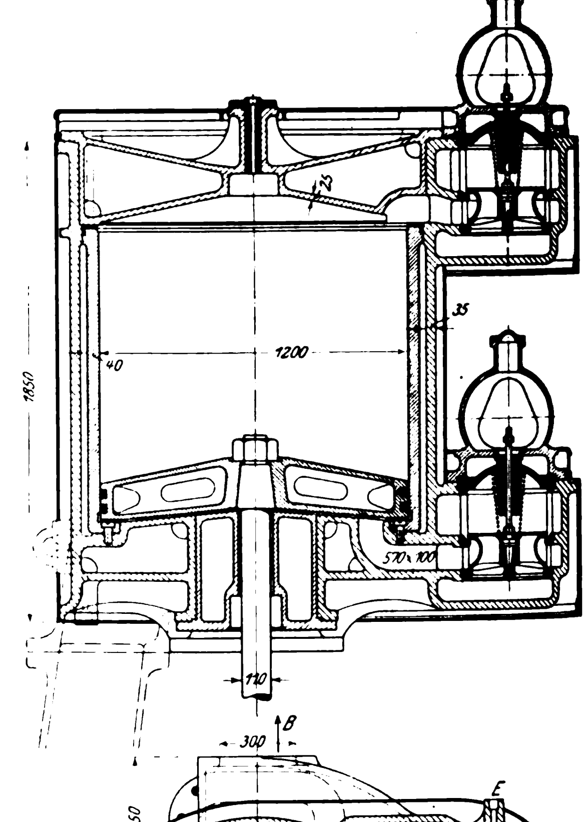
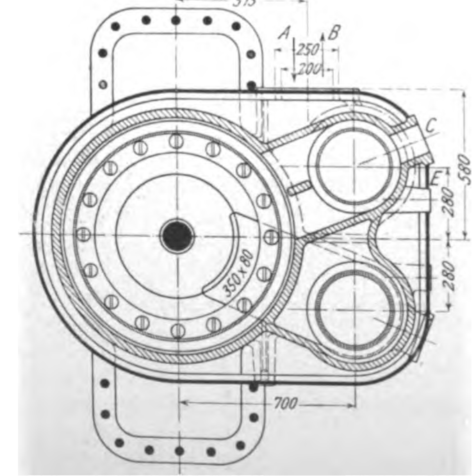


Fig. 72 und 73. Niederdruckzylinder.





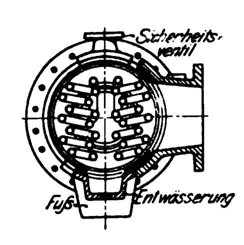
A Dampfeintritt *B* Dampfaustritt
C Stutzen für Ueberdruckventil
D Entwässerung *E* Indikatorstutzen

burgs in eine unmittelbare Versorgung unter Wassermesserkontrolle die erforderlichen Mittel in Höhe von 6945000 *M* bewilligt, wovon 990000 *M* für die Beschaffung von neuen Pumpmaschinen, 4685000 *M* für Instandsetzung und Ergänzung des Rohrnetzes, 860000 *M* für die Errichtung von neuen Hochbehältern und 410000 *M* für die Beschaffung von Wassermessern angenommen sind.

Hiernach soll in Zukunft das im Pumpwerk Rothenburgsort von zwei Gruppen von Maschinen unter verschiedenen Druckhöhen geförderte Wasser in zwei voneinander völlig unabhängigen Rohrnetzen den beiden Versorgungs-Teilgebieten zugeleitet werden, von denen jedes zur Erzielung eines möglichst gleichförmigen und damit günstigen Maschinenbetriebes sowie zum Ausgleich der Druck- und in gewissem Grade der Verbrauchs-

schwankungen zwei Hochbehälter erhält.

Von diesen Hochbehältern werden für das Versorgungsgebiet auf dem rechten Alsterufer zwei, nämlich einer für das dortige Hochdruckgebiet mit einem Fassungsraum von 2000 cbm und einer für das dortige Niederdruckgebiet mit einem solchen von 2500 cbm, in einem gemeinschaftlichen Turm auf der hochgelegenen Sternschanze errichtet, während für das Hochdruckgebiet auf dem linken Alsterufer ein Hochbehälter von 2000 cbm Fassungsraum auf dem Gelände des zukünftigen Stadtparkes in Winterhude und für das dortige Niederdruckgebiet ein Hochbehälter von 1500 cbm Fassungsraum in den Anlagen des Waisenhauses auf der Uhlenhorst vorgesehen ist.

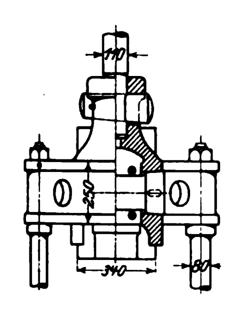


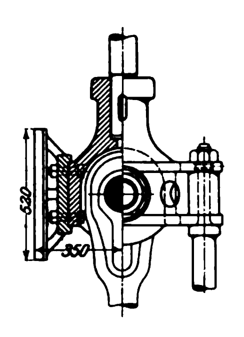
In der Luftlinie gemessen, sind diese Hochbehälter in der angegebenen Reihenfolge rd. 6,0, 7,6 und 4,6 km vom Pumpwerk Rothenburgsort entfernt.

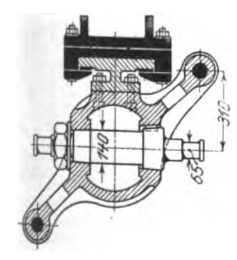
Letzteres wird für die Versorgung des Hochdruckgebietes mit drei weiteren neuen Pumpmaschinen ausgerüstet, die in dem nach Abbruch der alten Maschinen V und VI freigewordenen und an das Maschinengebäude der gleichbezeichneten beiden neuen Maschinen grenzenden Raume zur Aufstellung gelangen.

Die Bauart dieser Maschinen — IX, X und XI — sowie ihrer wichtigeren Einzelheiten ist aus den Figuren 62 bis 79 zu ersehen, die den Zeichnungen entnommen sind, welche den Bedingungen für ihre Lieferung beigegeben waren

Fig. 77 bis 79. **Maschinenkreuzköpfe.**







und nach denen sie mit ganz unwesentlichen, mit der liefernden Firma verabredeten Abweichungen hergestellt werden.

Die Maschinen, Fig. 62 bis 64, werden als stehende Dreifach-Expansionsmaschinen mit Ventilsteuerung, Einspritzkondensation und je drei doppeltwirkenden Tauchkolbenpumpen für eine normale Umlaufzahl von 45 und eine größte von 60 in der Minute ausgeführt.

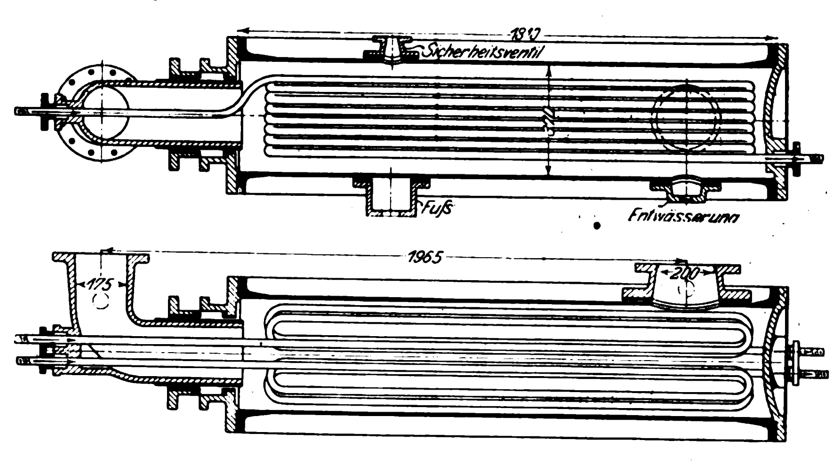
Die ständliche Liefermenge jeder Pumpmaschine beträgt dementsprechend unter Annahme eines Liefergrades von 96,5 vH 1350 bezw. 1800 cbm bei einer Druckhöhe von + 67,0 bis + 70,0 m über Hamburger Null.

Die Maschinengrundplatten werden unmittelbar auf den Lufthauben über den Saug- und Druckräumen der Pumpen gelagert.

Bei einer andern als der für die Pumpmaschinen gewählten Bauart wäre es nicht möglich gewesen, drei so große Einheiten in dem verfügbaren Raume von 16,65 m Länge und 12,47 m Breite unterzubringen.

Jede Maschine erhält zwei 8,5 t schwere Schwungräder und folgende Hauptabmessungen:

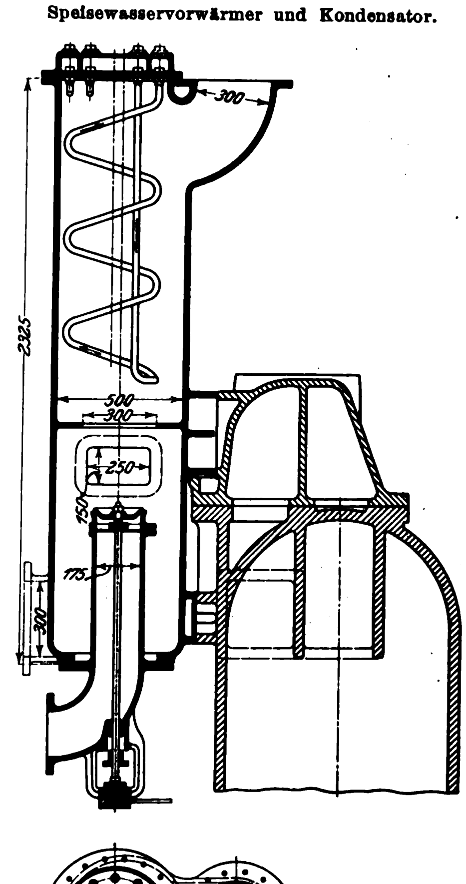
Fig. 74 bis 76. **Aufnehmer.**

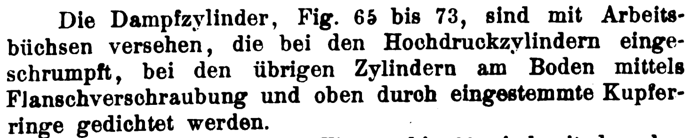


	Durchmesser	Hub
Hochdruckzylinder	480 mm	1000 mm
Mitteldruckzylinder	800 »	1000 »
Niederdruckzylinder	1200 »	1000 »
Hauptpumpenkolben	339 »	1000 »
Luftpumpe	600 »	350 »

Fig. 80 und 81.

Speisewasservorwärmer und Kondensator.





Die Dampfzylinder, Fig. 65 bis 73, sind mit Arbeitsbüchsen versehen, die bei den Hochdruckzylindern eingeschrumpft, bei den übrigen Zylindern am Boden mittels Flanschverschraubung und oben durch eingestemmte Kupferringe gedichtet werden.

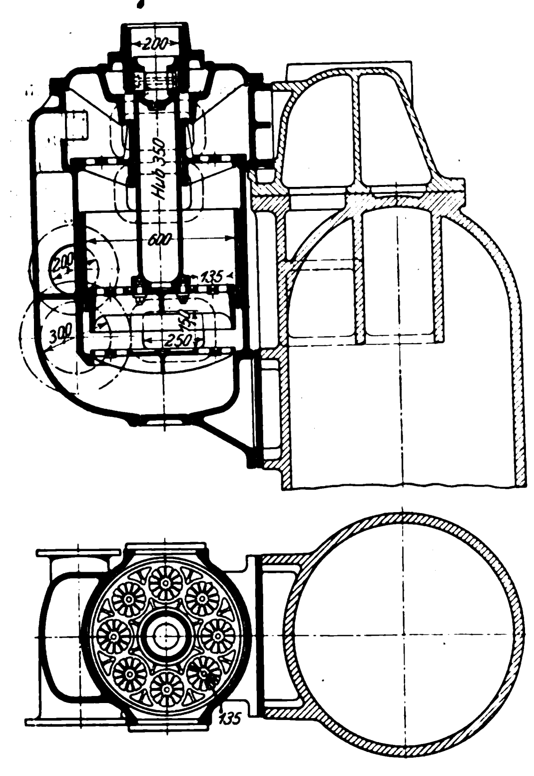
Die Hochdruckzylinder, Fig. 65 bis 69, sind mit den oberen und unteren Ventilkasten in einem Stück gegossen, deren Dampfkammern durch Rohrkrümmer miteinander verbunden

sind. Die Herstellkosten werden bei dieser Bauart geringer als bei Anwendung der gewellten Zwischenrohre, wie sie bei den Hochdruckzylindern der Maschinen IV bis VI ausgeführt sind.

Die Mitteldruckzylinder, Fig. 70 und 71, sind wie die Niederdruckzylinder der letzteren Maschinen ausgebildet. Wie bei diesen werden auch die ersten Aufnehmer, Fig. 74 bis 76, mit überhitztem Dampfe geheizt, der alsdann für Heizzwecke der Mittel- und Niederdruckzylinder weitere Verwendung findet.

Bei letzteren Zylindern, Fig. 72 und 73, sind die Ein- und Auslaßventile der einzelnen Zylinderseiten nicht wie bei den übrigen Zylindern unmittelbar über-, sondern nebeneinander angeordnet, um an Konstruktionshöhe zu sparen.

Fig. 82 und 83. Luftpumpe.



Der Hochdruckzylinder ist wegen seines größeren Kolbendruckes zwischen Nieder- und Mitteldruckzylinder angeordnet. Die Kurbelfolge ist: Hochdruck, Mitteldruck, Niederdruck, weil hierbei der Durchmesser der Schwungräder soweit verringert werden konnte, daß sie die untere Schmiergalerie nicht durchschneiden.

Die einseitig geführten Maschinenkreuzköpfe, Fig. 77 bis 79, in denen auch die Umführstangen für den Antrieb der Pumpenkolben befestigt sind, sind aus Stahlguß hergestellt.

Die Kondensatoren, Fig. 80 und 81, nehmen in ihrem oberen Teile die Rohrschlangen der Speisewasservorwärmer auf.

Die Luftpumpen sind in Fig. 82 und 83 dargestellt.

Die Gehäuse der doppeltwirkenden Hauptpumpen, Fig. 84 bis 86, sind in der Mitte wagerecht geteilt und durch Flanschverschraubung miteinander verbunden. Durch eine große Anzahl von inneren Rippen ist dafür Sorge getragen, daß die in den Wandungen der Druck- und Pumpenräume auftretenden Spannungen reine Zugspannungen werden.

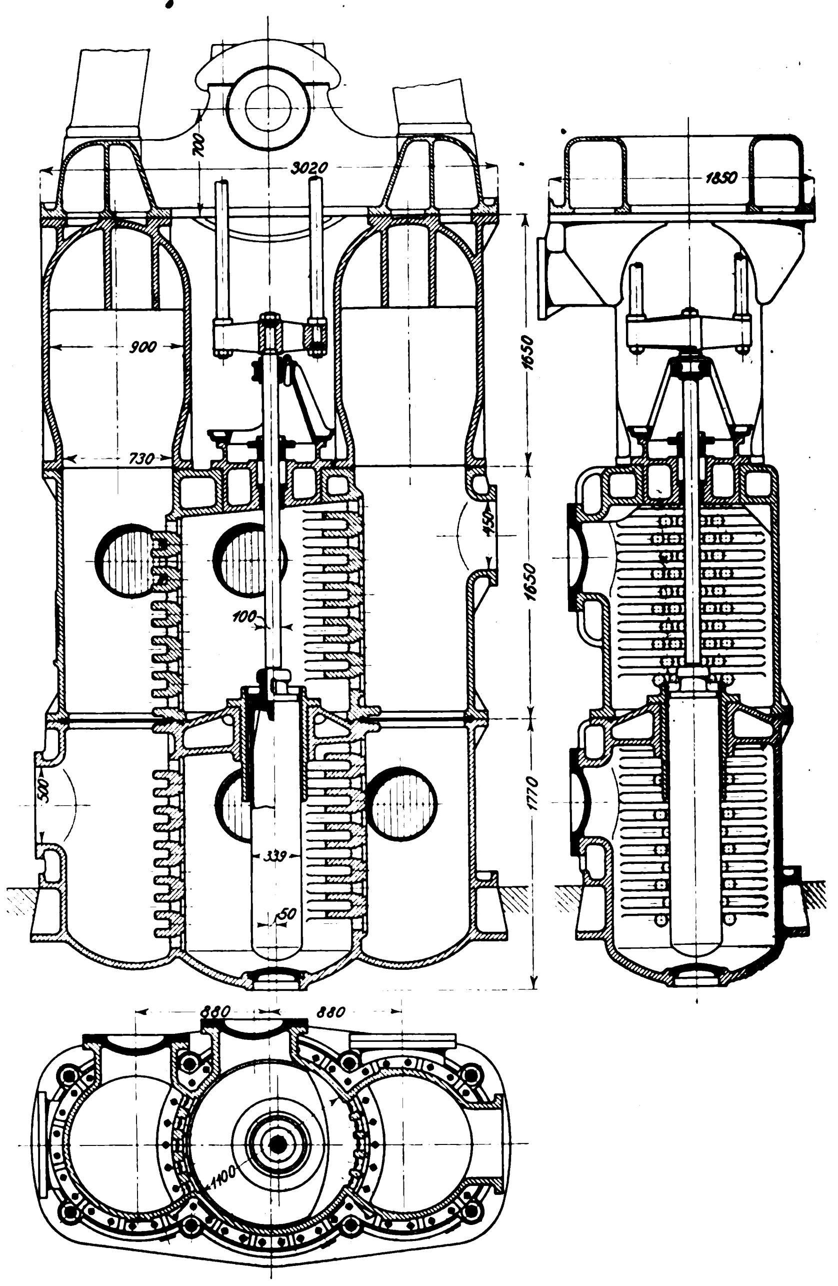
Auf den seitlich durch kräftige Zwischenstücke gegeneinander abgesteiften Köpfen der Lufthauben über den Saug- und Druckräumen werden die Maschinengrundplatten verankert.

Die Pumpenventile, Fig. 87, werden als kleine zweisitzige, federbelastete Ringventile aus Bronze hergestellt, die sich auf wagerecht angeordneten Führspindeln bewegen. Die Sitze werden mit Eisenkitt in eingegossenen Aussparungen der Pumpengehäuse befestigt.

Jede Pumpe erhält 100 Saug- und 100 Druckventile. Die mittlere Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz ist bei der normalen Umlaufzahl der Maschine zu 0,80 m angenommen.

Für jede Pumpe ist ein eigenes, in den Pumpbrunnen abwärts geführtes Saugrohr vorgesehen.

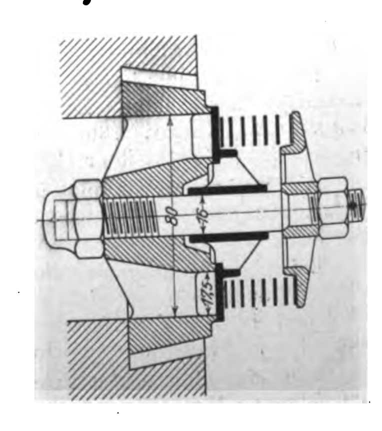
Fig. 84 bis 86. Doppeltwirkende Hauptpumpe.



Die Druckräume der Pumpen sämtlicher drei Maschinen sind an eine gemeinschaftliche, ringförmige Druckleitung und durch diese an zwei in einem seitlichen Anbau des Maschinengebäudes aufgestellte Haupt-Druckwindkessel angeschlossen, die mit dem Rohrnetze des Hochdruckgebietes in Verbindung stehen.

In die ringförmige Druckleitung eingebaute Absperrschieber ermöglichen eine beliebige Führung des gepumpten Was-

Fig. 87. Pumpenventil.





sers durch beide Haupt-Druckwindkessel oder je einen derselben und gestatten, daß die einzelnen Pumpmaschinen und Windkessel ausgeschaltet werden können, ohne den Betrieb der übrigen Anlage zu behindern.

Die Lieferung der drei neuen Pumpmaschinen, von denen die Maschine X bereits am 1. Februar, die andern beiden am 1. Juni 1908 in Betrieb kommen sollen, ist Thyssen & Comp., Mülheim a. d. Ruhr, welche bei der öffentlichen Ausschreibung das niedrigste Angebot abgegeben hatten, im Oktober v. J. zum Preise von 537 700 ℳ übertragen worden.

Der für die theoretische Pumpen-Pferdestärke und Stunde ausbedungene Dampfverbrauch soll bei einem Ueberdruck von 11,5 at und einer Temperatur des überhitzten Dampfes von 300° C vor den Hochdruckzylindern 5,25 kg und bei 350° C 5,0 kg nicht überschreiten. Nach den mit den neuen Maschinen V und VI erreichten Ergebnissen werden die Verbrauchzahlen indes in Wirklichkeit zweifellos erheblich niedriger ausfallen.

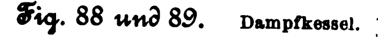
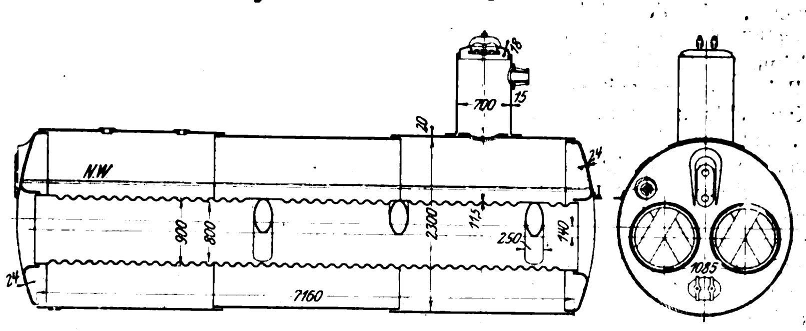


Fig. 88 und 89. Dampfkessel.



scheider in den Haupt-Dampfleitungen aus Fig. 92 ersichtlich.

Im Kesselhause kommen ferner noch ein Gegenstrom-Rauchgas-Speisewasservorwärmer von 192 qm Heizfläche und eine Speisewasser-Reinigungsanlage für eine größte Leistung von 6 cbm stündlich zur Aufstellung. Der Vorwärmer wird

Fig. 90. In die vordere Stirnwand eingeschweißter Speisestutzen.

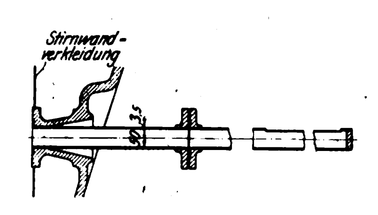
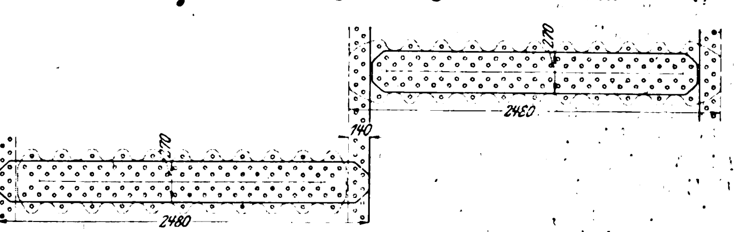


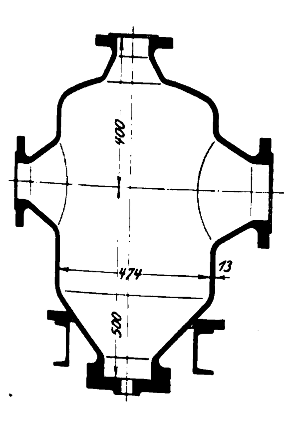
Fig. 91. Nietung der Längs- und Rundnähte.



Ein von E. Becker, Reinickendorf-Berlin, zum Preise von 8650 ℳ gelieferter Laufkran von 12 t Tragkraft bestreicht den Maschinenraum in ganzer Länge.

Die Lieferung der zugehörigen Dampfkesselanlage, welche aus 6 für einen Ueberdruck von 12,5 at konzessionierten Zweiflammrohrkesseln von je 72,5 qm und Ueberhitzern von je 62 qm Heizfläche besteht, ist einschließlich der Dampf- und Speiseleitungen im Kesselhaus an Wiedenfeld & Co. G. m. b. H., Duisburg, zum Preise von 93 000 ℳ übertragen. Die allgemeine Anordnung der Kessel, Ueberhitzer und Rohrleitungen ist die gleiche wie bei der Kesselanlage der neuen Maschinen V und VI.

Fig. 92. Wasserabscheider.



Die Bauart der Kessel ist aus Fig. 88 bis 91, diejenige der geschweißten Wasserab-

von den Economiser-Werken G. m. b. H., Düsseldorf, zum Preise von 7630 ℳ und der Speisewasserreiniger von Halvor Breda G. m. b. H., Berlin, zum Preise von 3675 ℳ geliefert.

Nach Einführung der neuen Versorgungsweise werden die Maschinen IX, X und XI gemeinschaftlich mit den neuen Maschinen V und VI die Versorgung des Hochdruckgebietes mit einer Druckhöhe von mindestens + 67,0 m, die Maschinen I bis IV und VIII dagegen diejenige des Niederdruckgebietes mit einer Druckhöhe von mindestens + 55,0 m übernehmen, während die alte Maschine VII nach Einbau eines entsprechend kleineren, vom Abbruch der alten Maschine V zurückbehaltenen Pumpenzylinders und Kolbens als Reservemaschine für beide Druckgebiete dienen soll.

In dieser Eigenschaft wird die letztgenannte, vor 22 Jahren erbaute gigantische Vertreterin einer alten Zeit noch lange zur gelegentlichen Unterstützung der übrigen vorhandenen Maschinen mit herangezogen werden, die im Vereine mit den im nächsten Jahr in Betrieb kommenden drei neuen Maschinen nach Einführung der Wassermesserkontrolle voraussichtlich noch etwa ein Jahrzehnt für die Wasserversorgung Hamburgs ausreichen werden, so daß in diesem Zeitraum eine Erweiterung der Maschinenanlagen des Pumpwerkes Rothenburgsort kaum in Frage kommen dürfte.

Leistungsversuche mit nassen Schmirgel- und Karborundumscheiben.

Von G. Schlesinger.[1])

Die Versuche[2]) hatten das Ziel, nachzuweisen, daß die Grundsätze für die Verwendung von Schleifrädern im Betriebe, erlassen vom preußischen Ministerium für Handel und Gewerbe im Jahr 1897, welche anordnen, daß Schleifräder nur mit einer Höchstgeschwindigkeit von 25 m/sk verwendet werden dürfen, für die heutigen Verhältnisse einer Abänderung bedürfen. Diese Verfügungen stammen aus einer Zeit, in der es tatsächlich angebracht war, eine solche Beschränkung in der Umfangsgeschwindigkeit eintreten zu lassen:

1) weil die damals hergestellten Scheiben an sich äußerst unzuverlässig waren,

2) weil sie besonders im nassen Zustand einen großen Teil ihrer Festigkeit verloren,

3) weil die Bauart der Schleifmaschinen Gelegenheit zu Unfällen bot.

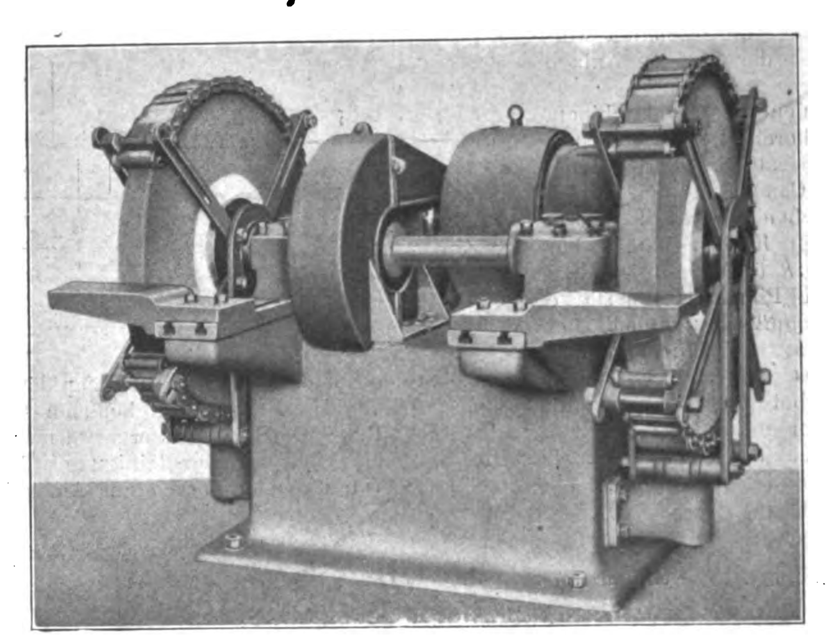
Scheibengüte und Maschinendurchbildung haben sich in den letzten 10 Jahren aber derart vervollkommnet, daß eine Abänderung der bestehenden gesetzlichen Vorschriften für bestimmte Fälle angebracht erscheint. Dazu kommt, daß die beschränkenden Bestimmungen hauptsächlich für das Schleifen

[1]) Die ausführliche Veröffentlichung findet sich in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten«, Heft 43.

[2]) Vom Verein deutscher Ingenieure wurden die Mittel von 2500 ℳ zur Verfügung gestellt zur Beschaffung von Meßgeräten, Schleifmaterial, Ausführung von Zerreißversuchen und Vergütungen an das ausführende Personal, bestehend aus 4 Ingenieuren, 1 Schleifer und 1 Hülfsarbeiter.

von Gegenständen gemacht waren, die der Arbeiter freihändig gegen die Schmirgelscheiben führt. Bei den neuzeitlichen Handschleifmaschinen, Fig. 1, mit erprobten Schutzhauben und richtig durchgearbeiteten Vorlagen und noch mehr bei den neuzeitlichen Rundschleifmaschinen, Fig. 2, die bei der heutigen Maschinenfabrikation eine unentbehrliche Rolle spielen, sind die Gefahren des alten Freihandschleifens nach menschlichem Ermessen wohl als ausgeschlossen anzusehen. Für die Versuche wurde nur eine Supportmaschine, Fig. 3, benutzt, weil genaue Messungen ausgeführt werden sollten, vor allem aber festzustellen war, welche Umfangskräfte beim Schleifen auftreten und wie sie wirken.

Fig. 1. Handschleifmaschine.



Die Ausführung geschah nach folgenden Gesichtspunkten:

1) Es wurde eine normale Rundschleifmaschine der Werkstatt, Fig. 3, benutzt, bei der die Stücke und die Schmirgelscheibe während der Arbeit zwangläufig zueinander geführt wurden.

2) Die Maschine wurde werkstattmäßig von einem Arbeiter zur Herstellung normaler Werkstücke aus Guß- und Schmiedeisen bedient.



aber die Leistung durch selbsttätige Zustellung bis zur vollen Ausnutzung der Maschine, endlich durch Handzustellung bis zur Ueberlastung, bis zum Durchbrennen der Sicherung des Motors oder bis zum Herausfliegen des Sicherheitsautomaten gesteigert.

Die Versuchsergebnisse sind in einer großen Zahl von Zahlentafeln und Schaulinien nach der Art der Figur 4 niedergelegt (s. Forschungsheft Nr. 43).

Es bezeichnet in den Schaulinien und Tafeln durchweg

V das Spanvolumen in ccm/st,

V_s das Schmirgelvolumen in ccm/st,

N den Gesamtkraftbedarf der ganzen Maschine in PS,

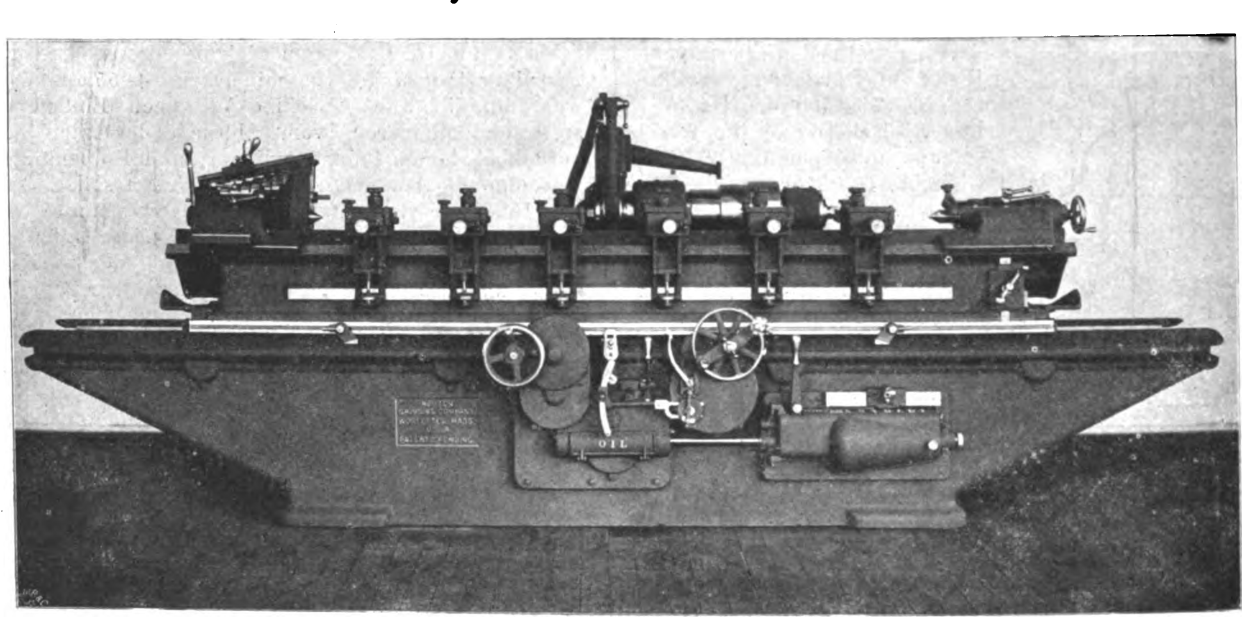
N_s den Kraftbedarf der Schmirgelscheibe nur für die Schleifleistung (also ohne Leerlauf) in PS,

P die Umfangskraft an der Schmirgelscheibe, die durch das Schleifen auftritt, in kg,

w den mittleren Tischvorschub in mm/min (gewählt wurden in der Regel 3 verschiedene Vorschubarten, die bei allen Versuchen annähernd unverändert gehalten wurden, nämlich $w_1 = 12$ mm, $w_2 = 18$ mm, $w_3 = 24$ mm für 1 Umdrehung des Werkstückes),



Fig. 2. Norton-Rundschleifmaschine.



3) Es wurde durch besonders verstärkte Antriebe die Möglichkeit gegeben, Schmirgelscheiben von rd. 50 mm Breite und 500 mm Dmr. bis auf das etwa Fünffache der sonst höchsten Werkstattleistung zu beanspruchen und mittels starker Wasserzuführung vollständig zu durchnässen.

4) Die Schmirgelscheiben wurden vom Lager entnommen; die Außenform war zylindrisch, die Seitenbegrenzung eben, nicht, wie z. B. Grübler verlangt, kegelförmig.

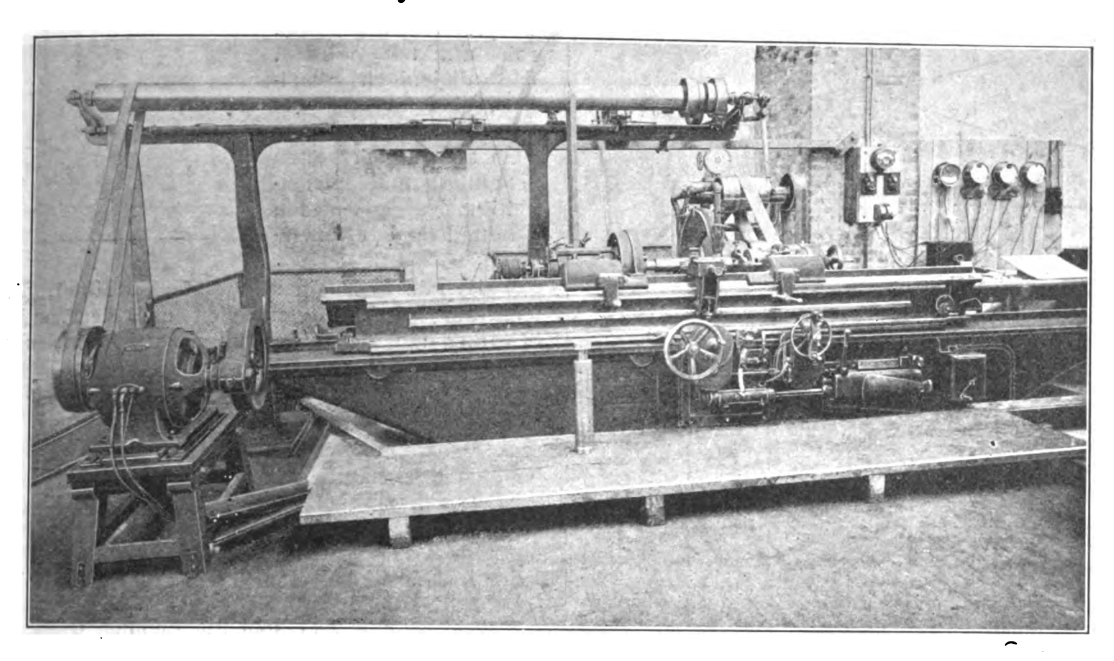
5) Die Versuche wurden als Dauerversuche durchgeführt, und zwar so, daß jede Scheibe 2 bis höchstens 4 Tage von 10 Arbeitstunden hintereinander benutzt wurde. Es wurden zunächst die üblichen Werkstattspäne genommen, dann

v die Umfangsgeschwindigkeit der Schmirgelscheibe in m/sk (gewählt wurde $v_1 = 25$ m/sk, $v_2 = 30$ m/sk, $v_3 = 35$ m/sk).

Die Versuche wurden, um dem Werkstattgebrauche möglichst nahe zu kommen, sämtlich für Gußeisen und Maschinenstahl ausgeführt.

Während der ganzen dreimonatigen Dauer ist kein Unfall vorgekommen; auch ist es in keinem Fall gelungen, eine Zertrümmerung der Schmirgelscheibe bei der normalen Arbeit oder durch Ueberanspannung herbeizuführen. Ueberall zeigte sich, daß bei zu starker Beanspruchung (etwa 30 PS für den Antrieb der Schmirgelscheibe allein) die Oberfläche

Fig. 3. Versuchsmaschine von vorn.



zermürbt wurde und massenhaft Schmirgelkörnchen ausbrachen, ohne daß offenbar eine gefährliche Zusatzbeanspruchung zu den Belastungen durch die so gefürchtete Fliehkraft hervorgerufen wurde.

Als besonders anschauliche Erläuterung dafür, daß die an der Berührungsstelle von Werkstück und Schleifscheibe auftretende Schleifkraft die Schleifscheibe geradezu abschälen kann, dienen die bei Fig. 5 gemachten Angaben. Es waren, um möglichst ungünstige Verhältnisse für die Schleifscheibe zu schaffen, folgende Maßregeln getroffen worden:

1) Die Scheibe lief mit 35 m/sk Umfangsgeschwindigkeit, d. h. sie hatte das 1,4 fache der bisher zulässigen;

2) das Material des Werkstückes war zähes Schmiedeeisen, bot also hohen Schleifwiderstand und lief sehr rasch mit über 30 m/min;

3) die Querzustellung erfolgte mit der Hand — also in gefährlicher, gegen die Werkstattvorschrift verstoßender Weise — mit der Weisung an den Arbeiter, ohne Rücksicht auf das Stück, auf die Schleifscheibe und den Motor so stark wie möglich zuzustellen;

4) der Längsvorschub betrug 2130 mm/min oder 50 mm für 1 Umdrehung des Werkstückes, d. h. die Schleifscheibe mußte eine Spirale von ihrer vollen Breite am Werkstückumfang zurücklegen.

Fig. 4.

Versuch Nr. 54. Material Gußeisen. $v = 33,5$ m/sk.

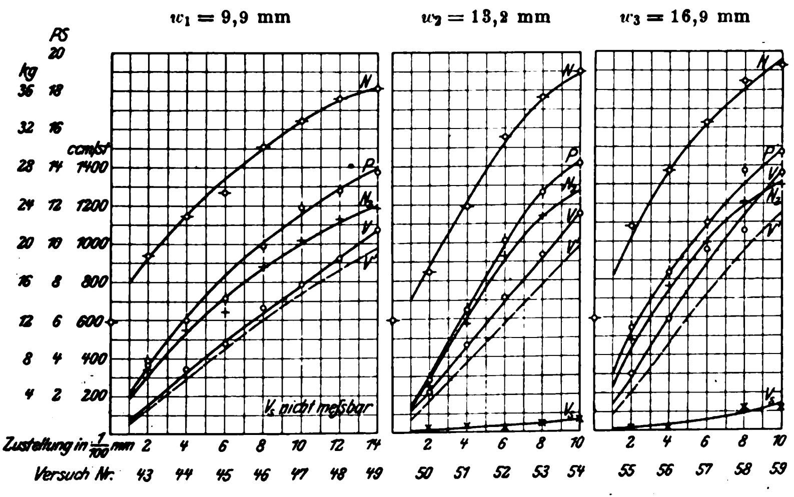
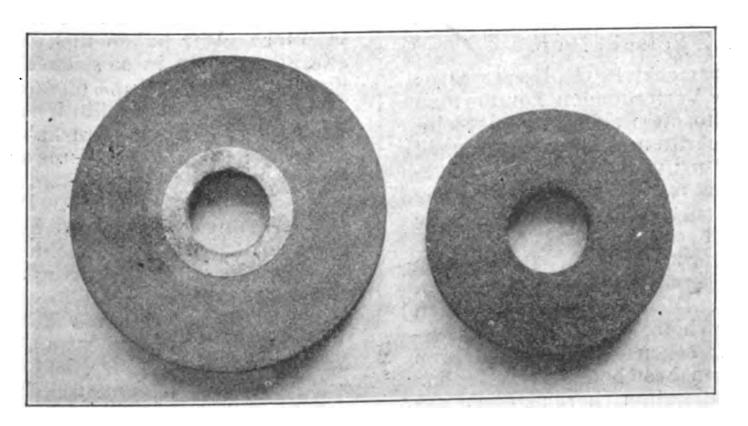


Fig. 5. Zertrümmerungsversuch.



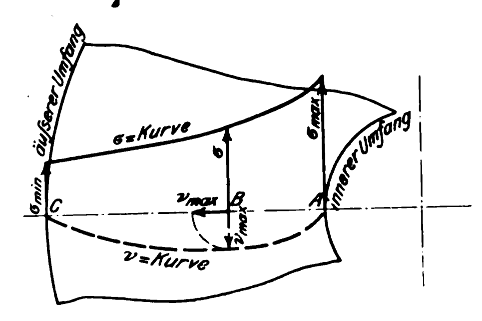
Anfangsdurchmesser der Schmirgelscheibe	488 mm
Enddurchmesser der Schmirgelscheibe nach 2 min 55 sk	386 »
zurückgelegter Schleifweg	6200 »
abgehobene Schmirgelmenge	3500 ccm
abgehobene Spanmenge	305 »

Das Ergebnis ist in den Angaben bei Fig. 5 enthalten. Innerhalb knapp dreier Minuten wurden von der 488 mm außen messenden Schmirgelscheibe von 50 mm Breite 102 mm im Durchmesser abgeschliffen; das entspricht 3500 ccm Schmirgel von rd. 8,5 kg Gewicht, während das Werkstück nur 305 ccm = 2,4 kg verlor. Trotz der ganz außergewöhnlichen Abnutzung lief die Schmirgelscheibe nach Beendigung des Versuches nur um 0,05 mm exzentrisch.

Es hat sich also aus den Versuchen ergeben, daß die tangentialen Schleifkräfte auf die eigentümliche Struktur der Schmirgelscheibe in gefahrloser Weise zerbröckelnd wirken, ohne daß die Scheibe zerplatzt. Die Zuverlässigkeit der gewonnenen Ergebnisse wird dadurch erhöht, daß die meisten Scheiben unmittelbar vom Lager geliefert wurden; sie sind in einem Fall einen Tag, in den meisten übrigen 8 Tage nach erfolgter Aufforderung am Versuchsort eingetroffen. Eine besonders feste Herstellung für Versuchzwecke war also ausgeschlossen. Berechnet man nun die Spannungen, die durch Fliehkraft plus Schleifkraft in den Scheiben auftreten, so erhält man die in der Zahlentafel zu Fig. 6 gegebenen Werte. Die zeichnerische Darstellung, Fig. 6, zeigt die Verteilung der Spannungen über die Scheibenfläche noch deutlicher.

Die Fliehkraft ist aus der Umfangsgeschwindigkeit,

Fig. 6. Spannungsverteilkurven.



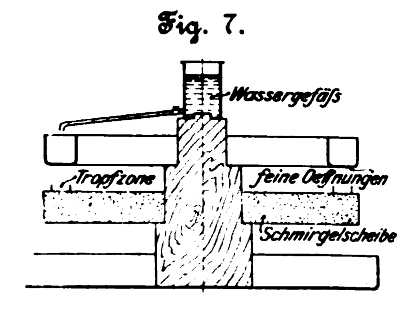
Versuch	Bindung	maximale Schnitt-geschwindigkeit	maximale Umfangskraft	Tangential-spannung		Radial-spannung
				σ_{max}	σ_{min}	r_{max}
		m/sk	kg	kg/qcm	kg/qcm	kg/qcm
8 v 34 G 24	vegetabilisch	35,6	29	27	11	7
41 bv 34 G 24	»	34,6	17	26	10	7
60 k 32 G 24	keramisch	34,0	51	22	9	6

Die berechneten Spannungen σ und r werden nur durch die Fliehkraft hervorgerufen. Eine Verzögerung derselben durch das »Arbeiten« der Scheibe ergab die Rechnung nicht.

den Abmessungen und dem spezifischen Gewicht der Scheiben berechnet; die Schleifkraft ist unmittelbar durch den Ueberschuß des Arbeitsganges über den Leergang an jedem einzelnen Motor und durch Reduktion auf den Schleifdurchmesser gemessen. Es zeigt sich, daß die Spannung durch die Fliehkraft zwar weitaus überwiegt, daß aber die kleine Schleifkraft so ungünstig zermürbend auf die Struktur der Schleifscheiben wirkt, daß die gefahrlose Zerstörung durch das Schleifen längst erfolgt ist, bevor eine Zersprengungsgefahr eintreten kann. Das ist um so wesentlicher, als mit steigender Abnutzung der Durchmesser kleiner wird, also auch die Umfangsgeschwindigkeit und damit die Zersprengungsgefahr abnimmt.

Es ist nicht möglich gewesen, ein Mittel zu finden, um die Bindung des Schmirgels einwandfrei festzustellen; es konnte nur mit Hülfe der in Fig. 7 dargestellten Tropfvorrichtung ganz roh ermittelt werden, daß diejenigen Scheiben, bei denen das Wasser wie durch ein Sieb tropfte, am besten schnitten und gleichzeitig den geringsten Kraftaufwand erforderten.

Fig. 7.



Es gibt aber ein sehr einfaches Mittel, die Zuverlässigkeit der Scheibe festzustellen und gleichzeitig die Verantwortung auf den Fabrikanten zu wälzen, und das besteht darin, daß man gesetzlich verlangt:

Es ist jede Scheibe mit einer Aufschrift zu versehen des Inhaltes,

1) daß die Scheibe entweder trocken, oder naß, oder endlich trocken und naß verwendet werden soll;

2) daß sie bei einer Höchstumlaufzahl geprüft ist, die einer Umfangsgeschwindigkeit von mindestens 50 m/sk entspricht,

3) daß sie bei einer genau durch eine Zahl angegebenen Höchstumlaufzahl gebraucht werden darf. Diese Zahl muß so gewählt sein, daß die Scheibe, wenn sie den größten Durchmesser hat, eine sekundliche Geschwindigkeit von 35 m niemals überschreitet.

Da die normalen Rundschleifmaschinen für Scheiben von 500 mm Dmr. und 50 mm Breite im Höchstfalle mit einem 10 pferdigen Motor ausgerüstet werden, so daß nach Abzug aller Kräfte für den Antrieb des Stückes und der Pumpen höchstens 6 PS übrig bleiben, während die Dauerversuche bis zu einer Belastung von 30 PS für die Schmirgelscheibe allein emporgetrieben wurden, so ergibt sich daraus eine 5 fache Sicherheit für die Versuchsergebnisse, die nach den bisherigen Erfahrungen bei sämtlichen Baustoffen vollständig genügt und daher eine Erleichterung der bestehenden Verfügungen ausreichend begründen dürfte. Die werkstattmäßige Ausführung der Versuche hat ferner eine große Zahl von Ergebnissen gezeitigt, die, richtig verwendet, für den praktischen Betriebsmann von Interesse und Wert sein dürften, und auf die hier nur hingewiesen sei. Sie sind in voller Ausführlichkeit im Forschungsheft Nr. 43 niedergelegt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 8. Mai 1907.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 10. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Hartmann. Schriftführer: Hr. Frölich.

Anwesend etwa 300 Mitglieder und Gäste.

Hr. Dr.-Ing. G. Schlesinger hält einen Vortrag über Werkstattversuche mit Schmirgelscheiben.[1]

Im Anschluß an den Vortrag bemerkt Hr. K. Hartmann: »Aus den Eingangsworten des Hrn. Vortragenden konnte man den Vorwurf heraushören, als hätte die Behörde wieder einmal vom grünen Tisch aus Vorschriften erlassen, die recht wenig gerechtfertigt gewesen wären und nur den Betrieb gehindert hätten. Ich weiß aber aus mündlicher Unterhaltung mit dem Hrn. Vortragenden, daß dieser Vorwurf nicht von ihm beabsichtigt worden ist und seine heutigen Ausführungen auch nicht so aufgefaßt werden dürfen. Ich möchte das hier ausdrücklich feststellen, um Mißverständnisse zu vermeiden. Die Sache liegt so: Die höchsten zulässigen Geschwindigkeiten für Schmirgelscheiben, die in den Vorschriften der Berufsgenossenschaft schon seit vielen Jahren angegeben sind — diese Vorschriften bestehen zum Teil schon länger als die vom Handelsministerium herausgegebenen Grundsätze —, rühren von den Angaben der Fabrikanten der Schmirgelscheiben selbst her, die damals erklärten, daß bei diesen Geschwindigkeiten ihre Scheiben nicht zerspringen würden. An diese Zahlen mußte man sich halten, denn man hatte nichts andres. Der Hr. Vortragende hat mit Recht betont, daß inzwischen die Fabrikation der Schmirgelscheiben wesentlich vervollkommnet worden ist und daß heute ganz sicher andre Verhältnisse vorhanden sind als vor 10, 15 Jahren. Er hat auch darauf hingewiesen, daß die Grüblerschen Versuche[1]) in keiner Weise geeignet waren, die Angaben, die in den verschiedenen Verordnungen enthalten waren, irgendwie zu erschüttern. Wir haben uns das schon vor Jahren klar gemacht, allerdings nicht in so scharfsinniger Weise wie der Hr. Vortragende; wir haben uns einfach gesagt: die Grüblerschen Versuche sind unter Verhältnissen ausgeführt worden, die mit der Praxis gar nichts zu tun haben, es sind reine Laboratoriumsversuche; es sind Rechnungen angestellt worden, die, mögen sie auch noch so interessant und scharfsinnig sein, praktisch keine Bedeutung haben. Deshalb würden wir im Reichs-Versicherungsamt, wie ich überzeugt bin, niemals auf Grund der Grüblerschen Versuche die Erhöhung der Zahlen für die zulässigen Geschwindigkeiten genehmigt haben. Wenn wir nun heute die mit so außerordentlicher Klarheit und so großem Sachverständnis durchgeführten Versuche des Hrn. Vortragenden kennen lernen und sehen, daß die Verhältnisse inzwischen ganz andre, bedeutend bessere geworden sind, so wird es ja selbstverständlich sein, daß die Berufsgenossenschaften diese Versuche als Grundlage für ihre weiteren Verhandlungen nehmen und dann wahrscheinlich zu andern Zahlen in ihren Vorschriften kommen werden, und auch wir werden dann sicher bereit sein, diese neuen Zahlen zu genehmigen, soweit sie für die gewerblichen Berufsgenossen-

[1]) s. S. 1227 d. Heftes. Die ausführliche Veröffentlichung ist in Heft 43 der Mitteilungen über Forschungsarbeiten erschienen.

[1]) s. Z. 1906 S. 294 und 535



schaften in Betracht kommen. Ich bitte, immer zu bedenken, die Berufsgenossenschaften sind keine Behörden, sondern sie bestehen aus den Unternehmern selbst, und es ist daher auch selbstverständlich, daß diese Unternehmer keine Vorschriften erlassen, die mit der Praxis in Widerspruch stehen.

Die von dem Hrn. Vortragenden angestellten Versuche sind jedoch, das muß ich hier ausdrücklich aussprechen, nur für einen ganz bestimmten Fall ausgeführt, in dem die Verhältnisse schon durch die Kontrollen, durch die Güte der verwendeten Hülfskräfte und Materialien usw., kurz, durch das ganze Milieu, in dem sie stattfanden, sehr günstig sein mußten. Die Versuchsergebnisse zu verallgemeinern, sie auf jeden Fall auszudehnen, auch auf die Fälle, die der Hr. Vortragende selbst hier in den Bildern der mißhandelten Schmirgelscheiben vorgeführt hat, das, glaube ich, wird man nicht verlangen können. Ich bin also wohl davon überzeugt, daß die Versuche Gelegenheit und Ursache bieten werden, für die Fälle, die der Hr. Vortragende allein im Auge hatte, bedeutende Erleichterungen für die Zukunft herbeizuführen, also größere Geschwindigkeiten als bisher zuzulassen, aber ich glaube nicht, daß man so weit gehen kann — der Hr. Vortragende hat das wohl auch gar nicht beabsichtigt —, in den gedruckten Vorschriften für alle beliebigen Fälle, auch für Handschliff, für jede Arbeitsweise, die Höchstgeschwindigkeiten bedeutend höher zu nehmen, als es bisher gestattet ist. Man wird also bestimmte Einschränkungen noch eintreten lassen müssen. Davon jedoch abgesehen, wird sicherlich das, was der Hr. Vortragende besonders wünschte, erreicht werden, auf Grund dieser außerordentlich eingehenden und klaren Versuche, für die ich ihm ganz besonders dankbar bin.«

Hr. Buchholz (Gast): »M. H., gestatten Sie mir, dem außerordentlich lehrreichen Vortrage des Hrn. Prof. Schlesinger vom Standpunkte der Schmirgelscheibenfabrikanten aus einige Worte hinzuzufügen. Wenn ich zunächst bemerke, daß die Anwendung der Schmirgelscheiben erst in den letzten 30, 40 Jahren erfolgt ist, so kann man doch wohl sagen, daß immerhin eine wesentliche Vervollkommnung dieses äußerst schwierig herzustellenden Werkzeuges erreicht worden ist. Ursprünglich kamen die Schmirgelscheiben von England zu uns herüber. England ist dasjenige Land, das zuerst Schmirgelscheiben in brauchbarer Güte hergestellt hat, und zwar fast ausschließlich, neben der sogenannten mineralischen Bindung, aus Kautschuk oder Gummi. Dann ist vor etwa 10, 15 Jahren oder noch länger Amerika mit einer neuen Bindemasse auf den Markt gekommen, der sogenannten keramischen Bindung. Namentlich die älteren deutschen Fabrikanten hatten sich, um billige Schmirgelscheiben herzustellen, hauptsächlich der gewöhnlichen, einfachen, mineralischen Bindung bedient. Daher erklärt es sich, daß die Fabrikanten so außerordentlich verschiedene Preise in ihre Listen gestellt haben. Wenn der Hr. Vortragende sagte, daß in einem Falle die Scheibe 24 ℳ und — wenn ich richtig verstanden habe — im andern 84 ℳ gekostet hat, so ist das nicht etwa auf das Grundmaterial, den Schmirgel, oder wie man es sonst nennen mag, zurückzuführen, sondern in der Hauptsache auf das angewendete Bindemittel, und da ist es allerdings ein ganz wesentlicher Unterschied, ob die Schmirgelscheibe aus Mineralstoffen, Kalk, Magnesia und dergl. hergestellt wird, oder ob man dazu den außerordentlich teuren Kautschuk verwendet. In einem Falle kann das Kilo 20 Pfg kosten, im andern 15 ℳ. Daher erklärt sich der große Preisunterschied bei den Schmirgelscheiben.

Dann möchte ich noch hinzufügen, daß sich in den letzten Jahren die Herstellung der Schmirgelscheiben hauptsächlich auf die keramische Bindung zugespitzt hat. Da liegen namentlich wesentliche Vervollkommnungen vor. Die europäischen, insbesondere die deutschen Fabrikanten haben sich bemüht, diese Bindung herzustellen, und wie der Hr. Vortragende vorhin bemerkte, ist es ihnen auch gelungen, eine ausgezeichnete Schmirgelscheibe mit dieser Bindung zu erzeugen. Die keramische Bindung erfordert allerdings eine außerordentliche Sorgfalt in der Behandlung, und daher kommt es auch, daß vom Ministerium gewisse einschränkende Bestimmungen in bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben erlassen worden sind. In der Hauptsache hat man wohl noch an die mineralischen Scheiben gedacht, die gewissen Veränderungen durch die Luft ausgesetzt sind, die namentlich durch längere Lagerung Risse erhalten und dann freilich sehr schädigend wirken können und Unfälle aller Art auch herbeigeführt haben, insbesondere dann, wenn sie nicht richtig hergestellt sind, während bei zweckmäßiger Herstellung ihre Festigkeit größer ist als diejenige der keramischen Scheiben. Als sicherstes Mittel in bezug auf Festigkeit und Betriebsicherheit der Schmirgelscheiben haben die meisten deutschen Fabrikanten eine möglichst elastische Bindung erkannt, sie haben eine Bindung aus Gummi oder Kautschuk verwandt und damit im allgemeinen gute Erfolge erzielt, wenn die Scheiben dadurch auch entsprechend teurer werden. Diese Bindung hat sich aber nicht in allen Fällen bewährt, und das ist auch der Grund, weshalb man mit der Zeit für gewisse Zwecke zur Anwendung keramischer Bindung übergegangen ist. Diese Bindung ist, wie gesagt, ganz wesentlich verbessert worden, aber sie muß immerhin mit der nötigen Vorsicht behandelt werden. Es ist klar, m. H., daß die Verwendung eines so völlig starren Körpers, der im Brennofen bei einer außerordentlich großen Hitze erzeugt wird, die allergrößte Vorsicht gebietet. Man hat deshalb auch geeignete Schutzvorrichtungen angebracht. Es ist in allen Fällen zu empfehlen, namentlich bei keramischer Bindung, diese Schutzvorrichtungen auch zu benutzen. Auch nur bei dieser Bindung ist es möglich, daß aufgetropftes Wasser durch die Scheibe läuft. Bei einer mineralischen oder Kautschukbindung ist das ganz und gar ausgeschlossen, weil alle Poren zwischen den einzelnen Körnern der Schmirgelscheibe durch die Bindung gefüllt sind und nicht nachher durch irgend einen Brennprozeß beseitigt werden können.«

Hr. Schlesinger: »Die Angabe über die Preise stimmt nicht ganz, denn von den 28 Scheiben, die mir zur Verfügung standen, waren 10 vegetabil, die andern 18 keramisch gebunden. Daran kann der große Preisunterschied also nicht gelegen haben. Außerdem möchte ich noch darauf aufmerksam machen, daß wir die Härte der Scheiben nach dem neuen Verfahren des Materialprüfungsamtes mit dem Sandstrahlgebläse untersucht haben. Das geschieht in der Weise, daß man einen Sandstrahl von bestimmter Stärke und bestimmtem Durchmesser bestimmte Zeit gegen das Stück blasen läßt; der Sandstrahl höhlt aus dem Schmirgelstück eine bestimmte Tiefe heraus, und aus dem Raumvolumen kann man dann Schlüsse auf die Härte ziehen. Aus den hier ausgelegten Proben ersehen Sie die außerordentlichen Unterschiede, Sie sehen, daß bei einer amerikanischen Scheibe z. B. Bindemittel und Schmirgel weggeblasen, bei einer besonders harten deutschen Scheibe die Schmirgelkörnchen stehen geblieben sind; das Bindemittel ist herausgeblasen, die harten Schmirgelkörner bleiben wie ein Netzwerk stehen.

Ferner hat der Hr. Vorredner gesagt, die Schwierigkeit liege darin, die keramische Bindung gut und sicher zu machen, weil sie in hohem Feuer hergestellt werde und dabei eine genaue Beobachtung unmöglich sei. Das ist richtig. Die Behörden haben sich insbesondere auch deshalb gerade mit dieser Sache befaßt, weil die Schmirgelscheibenfabrikanten ihre Fabriken mit zehn Türen verschließen und niemand hineinlassen. Es gelingt einem nur bei ganz besonders guten Beziehungen, eine solche Fabrik zu sehen. Aus solchen Erwägungen sind auch die Vorschläge, die wir auf der Konferenz im Januar aufgestellt haben[1]), gefaßt worden. Ich habe sie vorhin nicht erwähnt, weil ich annahm, sie würden Sie nicht interessieren; es interessiert nun aber vielleicht doch, sie zu hören. Wir haben vorgeschlagen — ich bemerke übrigens, daß die Amerikaner dieser Vorschrift z. B. schon genügen —, daß sich auf der Scheibe ein Etikett befinden muß, auf dem vermerkt sind: die Abmessungen der Scheibe, der Härtegrad, das Korn, die Prüfung der Scheibe bei bestimmter Umlaufzahl — das ist der Probelauf — oder die Prüfung des Brandes, weil man nicht gut verlangen kann, daß der Fabrikant aus einem Brande, der 30 bis 40 Scheiben umfaßt, alle prüft. Die Amerikaner behaupten zwar, daß sie es tun; ich habe aber ausgerechnet, daß etwa 15 bis 16 Prüfmaschinen Tag und Nacht laufen müßten, um bei einer Fabrikation mittleren Umfanges alle Scheiben zu prüfen. — Außerdem muß die Verwendung bei Trocken- und Naßschliff darauf stehen, die höchstzulässige Umlaufzahl, Schutzmarke und Firma. Gegen den Aufdruck der Firma haben sich die meisten gesträubt, die Schutzmarke haben sie durchgehen lassen. Es ist ganz richtig angeführt worden, daß die Schutzmarke ergebe, wer die Scheibe auf den Markt gebracht habe. Wir haben diese Vorschriften ausdrücklich auf die gebrannten Scheiben mit keramischer Bindung zugespitzt, weil die Regierung gerade gegen diese mit großer Schärfe vorgegangen ist, eben aus der Erwägung heraus, daß man im Brennofen nicht beobachten kann. Wir haben für den Probelauf eine Geschwindigkeit von mindestens 45 m vorgeschlagen.

Hrn. Geheimrat Hartmann möchte ich erwidern, daß selbstverständlich die neuen Vorschläge nur für in Ordnung befindliche Maschinen gelten sollen, insbesondere für Supportmaschinen, in zweiter Linie erst für Handschleifmaschinen, und daß wir auch die höchstzulässigen Geschwindigkeiten für diese Betriebe wenn möglich nicht zu erreichen gedenken, sondern mit 30, 32 bis 35 m in der Regel auskommen werden.«

[1]) s. Z. 1907 S. 318.

Vorsitzender: »Auch ich möchte mir einige Bemerkungen zu dem Thema erlauben. Die Versuche von Grübler und auch der heutige Vortrag werden Ihnen klargelegt haben, wie schwierig die Materie ist und wie wenig wir noch vor 10, 15 Jahren von den Verhältnissen des Schleifscheibenbetriebes wußten. Der Herr Vortragende selbst hat auf eine große Menge noch zu untersuchender und aufzuklärender Punkte hingewiesen. Man befaßt sich aber seit mehreren Jahren etwas gründlicher mit der Sache, und zwar ist das dem behördlichen Vorgehen zu verdanken. Es ist jetzt eine ganz andre Kenntnis von dem Betrieb der Schmirgelscheiben und von der damit verbundenen Unfallgefahr vorhanden. Gerade durch das Vorgehen des Reichsversicherungsamtes und der preußischen Aufsichtsbehörde sind eine ganze Menge Elemente ausgemerzt worden, die früher in der Schmirgelscheibenfabrikation den guten Firmen Abbruch getan haben. Ich habe eine ganze Reihe derartiger Betriebe kennen gelernt. Irgend ein Werkmeister aus einer Schmirgelfabrik richtete sich irgendwo mit ein paar unerfahrenen Arbeitern ein und machte nun Schmirgelscheiben. Daß diese manchmal auseinandergingen und oft schweres Unheil anrichteten, ist klar. Der Verbraucher, der sie kaufte, hatte oft gar kein Urteil darüber; es waren vielfach Laien, die ein paar Schmirgelscheiben auf diese Weise bezogen. Der große Maschinenfabrikant, der die Fabrikate in größerer Anzahl gebrauchte, wandte sich nur an zuverlässige Firmen; die andern Verbraucher ließen den Kostenpunkt entscheiden. So wurden tatsächlich vor 15, 20 Jahren eine ganze Reihe schwerer Unfälle festgestellt. Mit welcher Gewalt eine solche Schmirgelscheibe auseinanderfliegen kann, hat der Herr Vortragende an einem Beispiel erläutert. Dazu kam noch, daß auch bei einigermaßen brauchbarem Material die Behandlung von seiten der Verbraucher schlecht, auch die Montage schlecht war. Es mußte Wandel geschaffen werden.

Als nun von seiten des Reichsversicherungsamtes und der preußischen Aufsichtsbehörde irgendwelche Gesichtspunkte aufgestellt werden sollten — nur Grundsätze, nicht Verordnungen —, mußte man doch irgend eine Mittelzahl nehmen, und diese wurde aus dem Interessentenkreise selbst zugetragen. Man war sich aber von Anfang an darüber klar, daß die Grenzzahlen nicht für die Ewigkeit gelten sollen. Wir werden auch sehr bald imstande sein, weitere Vorschläge zu machen. Interessant ist mir jedoch, daß auch der Herr Vortragende nach dieser Richtung bestimmte Vorschläge noch nicht gemacht hat und selbst noch nicht in der Lage ist, bindende Vorschriften vorzuschlagen. Das wird auch sehr schwer sein; denn wir haben mit zu verschiedenartigem Material und mit verschiedenartigen Bindungen und Beanspruchungen zu rechnen. Jedenfalls sehen wir aber jetzt ganz erheblich klarer, als es früher der Fall war. Ich bin überzeugt, daß in absehbarer Zeit irgendwelche Vorschriften überhaupt nicht mehr nötig sein werden — das haben wir bei verschiedenen andern Vorgängen auch gesehen —, weil die Industrie sich mit diesen Dingen selbst befaßt, was sie vor 20 Jahren nicht getan hat.«

Eingegangen 18. April 1907.

Emscher-Bezirksverein.

Sitzung vom 27. Februar 1907.

Anwesend 24 Mitglieder und 10 Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Leupold über die Angriffs- und Verteidigungsmittel und die Taktik im modernen Seekrieg unter Berücksichtigung des russisch-japanischen Krieges.

Eingegangen 6. und 11. April 1907.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 22. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Nachtweh. Schriftführer: Hr. Fischmann.

Anwesend 57 Mitglieder, 14 Gäste und 1 Teilnehmer.

Hr. Haedicke spricht über die Entstehung des Grundwassers und der Wasserläufe, sowie die Beziehungen des Grundwassers zum Wetter, woran sich eine längere Aussprache anknüpft.

Sitzung vom 1. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Nachtweh. Schriftführer: Hr. Verborg.

Anwesend 50 Mitglieder, 12 Gäste und 1 Teilnehmer.

Hr. R. König spricht über die Fortschritte der modernen Zieh- und Preßtechnik und der hydraulischen Sondermaschinen.

In der anschließenden Besprechung teilt der Vortragende auf einen Einwurf hin mit, daß die Staatsbahnverwaltung mit der Festigkeit der gepreßten Träger für die Eisenbahnfahrzeuge auf 45 kg/qmm heruntergegangen ist, und daß die Träger durchweg nach dem Pressen ausgeglüht werden müssen.

Eingegangen 18. April 1907.

Leipziger Bezirksverein.

Sitzung vom 19. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Jäger. Schriftführer: Hr. Dieterich.

Anwesend 54 Mitglieder und 7 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Dr. Jakobi über die moderne Stahlindustrie mit besonderer Berücksichtigung der Kruppschen Werke[1]).

Eingegangen 30. März 1907.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 16. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Ackermann. Schriftführer: Hr. Aichelen.

Anwesend rd. 70 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung von geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Dr. J. Goldstein (Gast) über die moderne Technik als ethisches Problem.

Die moderne Technik ist in der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts entstanden, sie hat das Kunstverfahren durch das wissenschaftliche Verfahren ersetzt. Während ersteres auf der Persönlichkeit des Meisters beruhte, steht letzteres außerhalb der ausführenden Person; als ein für jedermann erreichbares Wissen ist es unvergängliches Eigentum der späteren Geschlechter. Die kunstvolle Entwicklung der Maschinen löst den technischen Erzeugungsvorgang immer mehr von dem Menschen los. Die Maschine ahmt nicht mehr Handarbeit nach, sondern ist bestrebt, die Aufgabe mit eigenen Mitteln zu lösen; hierzu dient die Zerlegung des Arbeitsvorganges. Diese Eigenart der modernen Technik führt leicht zu einer Unterschätzung der Persönlichkeit und zu einer Ueberschätzung der sachlichen Kulturfaktoren. Die Technik kann aber ebenso im Dienste des Bösen, als in dem des Guten stehen; der technische Vorgang bedarf zu seinem glücklichen Fortgang einer erhöhten Anspannung ethischer Kraft. August Comte glaubte in der Idee der Menschheit den ethischen Mittelpunkt gefunden zu haben, andre dagegen glauben, durch die Kunst das ethische Leben erneuern zu können. Der im Gefolge der modernen technischen Entwicklung aufstrebende Materialismus leugnet den Endzweck des Lebens und hat damit eine pessimistische Stimmung hervorgerufen; diese zu beseitigen und der Technik wieder metaphysische und ethische Aussichten zu eröffnen, ist das Ziel derjenigen Bestrebungen, die eine neue moderne Weltanschauung schaffen wollen. Eine allzu enge naturwissenschaftlich-technische Bildung kann auch eine Gefahr für den Ingenieur haben, da sie mit der Feinheit seelischer Empfänglichkeit psychologische Eigenschaften, die für die Leitung größerer Unternehmungen erforderlich sind, raubt. Je mehr aber die Technik mit dem übrigen Leben verflochten wird, um so mehr muß sie von dem ethischen Verständnis für die Menschengruppe geleitet sein, in der sie gerade ihr Werk vollbringt. Daher ist es für den Techniker erforderlich, daß er sich zur Erkenntnis der geistigen Uebungen der Menschheit mit Ethik und Philosophie im weiteren Sinne beschäftigt.

Darauf spricht Hr. Dr. v. Handorff über Neuerungen auf dem Gebiete des Großgasmaschinenbaues.

Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Eingegangen 15. April 1907.

Rheingau-Bezirksverein.

Sitzung vom 20. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Schulte. Schriftführer: Hr. Kaufmann.

Anwesend 50 Mitglieder und 13 Gäste.

Hr. M. Carstanjen spricht über Wehranlagen.

Der Redner bespricht die bemerkenswertesten Bauarten beweglicher Wehre und erläutert ihr Verhalten bei Hochwasser, Geschiebeführung und Eis, sowie ihre Brauchbarkeit für die Zwecke der Schiffahrt, der Kraftgewinnung und der Landes-

[1]) s. Z. 1906 S. 915, 1756.



melioration. Insbesondere sind dies die Nadel- und Jalousiewehre, die Chanoineschen und Thenardschen Klappen, die Desfontaineschen Trommelwehre, die amerikanischen sogenannten Bärenfallen (beartraps), die Schützenwehre, die in der Stoneyschen Rollschütze zu einem hohen Grade der Vollkommenheit ausgebildet sind, und endlich die vor etwa 7 Jahren von der Brückenbauanstalt Gustavsburg vorgeschlagenen und seitdem in vielen zum Teil bedeutenden Anlagen in verschiedenen Ländern Europas ausgeführten Walzenwehre, die sich vor allen andern Bauarten durch ihre große Einfachheit sowie dadurch auszeichnen, daß sie den Abschluß der größten Oeffnungsweiten durch einen einzigen Körper gestatten und in dieser Hinsicht sogar der Stoneyschen Rollschütze überlegen sind.

In der sich anschließenden Besprechung teilt der Vortragende auf eine Anfrage nach dem Verhalten der großen Walzenkörper bei starker Sonnenbestrahlung hinsichtlich des Abdichtens mit, daß bei der Wehranlage in Schweinfurt die Auflagefläche leicht gewölbt hergestellt ist, wodurch beim Verziehen des Walzenkörpers eine gute Abdichtung erreicht wurde; findet keine einseitige Ausdehnung durch die Wärme statt, so legt sich die Walze infolge ihres Gewichtes auf die Wölbung auf. Die Kosten der Walzenwehre gibt der Vortragende bei nicht zu großen Längen zu 1500 bis 2000 *M*/m an, während letztere etwa 700 *M*/m kosten. Wo es sich um sicheren Betrieb des Wehres und der von ihm abhängigen Kraftanlage handelt, nimmt man die Mehrkosten des Walzenwehres gern in den Kauf, besonders wenn man berücksichtigt, daß die Kosten der eigentlichen Wehrkonstruktion einen verhältnismäßig nicht sehr großen Bruchteil der Gesamtanlagekosten an Landerwerb, Wasserbauten, Kraftwerk usw. ausmachen.

Bücherschau.

Die Patentgesetze aller Völker. Bearbeitet und mit Vorbemerkungen und Uebersichten sowie einem Schlagwörterverzeichnis versehen von Dr. Josef Kohler und Maximilian Mintz. Berlin 1906, R. v. Deckers Verlag, G. Schenk. Erscheint in Lieferungen. Preis des gesamten rd. 100 Bogen umfassenden Werkes etwa 50 *M*.

Von dem vorliegenden Werk sind bis jetzt im ganzen fünf vornehm ausgestattete Lieferungen erschienen, die zur Genüge beweisen, daß die Herausgeber ihr Versprechen gehalten und die vorhandenen Patentgesetzsammlungen um einen wertvollen Beitrag bereichert haben. Gegenüber dem bedeutendsten ähnlichen Werk, der von dem Bureau der Internationalen Union in Bern in französischer Sprache herausgegebenen »Propriété Industrielle«, bietet das vorliegende den Vorteil, daß die Patentgesetze in ihrer Ursprache angeführt und nur, soweit sie nicht englisch oder französisch abgefaßt sind, von deutschen Uebersetzungen begleitet werden. Insbesondere sind die am Eingang jedes Landes gegebenen Vorbemerkungen und kurzen Uebersichten für das Studium der Entwicklung der Gesetzgebung und für das Auffinden der gegenwärtig geltenden hauptsächlichsten Bestimmungen von Wert. Auch das Schlagwörterverzeichnis, das die Herausgeber am Schluß beigeben wollen, wird den Fachkreisen willkommen sein; gibt es doch gerade in der englischen und amerikanischen Amtsprache manche Kunstausdrücke, die auch dem erfahrenen Patentanwalt nicht immer geläufig sind. Daß das Werk den Herausgebern unter den Händen gewachsen ist und in dem ursprünglichen Rahmen von 100 Bogen kaum abgeschlossen werden dürfte, ist eine bedauerliche Tatsache, die wohl angesichts der stetigen Aenderungen, die berücksichtigt werden sollen, allen Sammelwerken dieser Art eigentümlich ist. Die vorliegenden Lieferungen umfassen bereits 75 Bogen, obgleich sie nur die Patentgesetze Großbritanniens und seiner afrikanischen, europäischen und asiatischen Kolonien enthalten.

Heller.

Die k. k. deutsche technische Hochschule in Prag 1806 bis 1906. Festschrift zur Hundertjahrfeier. Im Auftrage des Professorenkollegiums von Professor Dr. Franz Stark unter Mitwirkung der Professoren Dr. Wilhelm Gintl und Dr. Anton Grünwald. Prag 1906, Selbstverlag.

Die Prager Technische Hochschule führt ihre Gründung bis auf das Jahr 1806 zurück. Sie kann als die älteste polytechnische Schule Europas angesehen werden, wenn man von der bereits 1794 in Paris gegründeten École polytechnique absieht, die hauptsächlich für das militärische Ingenieurwesen und den staatlichen Baudienst vorzubilden hatte. Am 10. November 1856 feierte die Prager Hochschule ihr 50jähriges Jubiläum, und eine von Professor Dr. Jelinek bearbeitete Festschrift, betitelt »Das ständische polytechnische Institut zu Prag«, konnte damals von einer reichen 50jährigen Tätigkeit berichten. Die vorliegende, zum 100jährigen Jubelfest herausgegebene umfangreiche Festschrift (518 Seiten) greift in ihren ersten 14 Seiten kurz auf den Inhalt jener Festschrift zurück und zeigt uns, aus wie bescheidenen Anfängen damals die Prager Hochschule entstanden ist. Die zweiten 50 Jahre sind, dem Zweck der Festschrift entsprechend, sehr ausführlich behandelt. Neben Ausführungen, die, mehr chronikartig aufgefaßt, nur für die Hochschule selbst besonderes Interesse haben, findet der Leser auch viele Angaben, die für die Entwicklungsgeschichte des technischen Schulwesens wertvolle Beiträge liefern. Eine große Zahl von Bildnissen früherer und heutiger Lehrer an der Hochschule wird den Wert des Buches besonders auch für die Angehörigen der Hochschule erhöhen, zumal auch lebensgeschichtliche Angaben hierzu nicht fehlen. In neuester Zeit hat sich die Hochschule durch die Erbauung umfangreicher Maschinenlaboratorien, die vor allem auf die Anregung Doerfels zurückzuführen ist, auch die heute für notwendig erkannten neuzeitlichen Hülfsmittel des Unterrichtes verschafft. Die erste Festschrift enthielt auch ein Verzeichnis sämtlicher Hörer der ersten 50 Jahre. Die vorliegende Festschrift setzt dies bis 1906 fort. Somit kann man Namen und Geburtsort sämtlicher Besucher der Hochschule gedruckt lesen. Der Wert dieses umfangreichen Namenverzeichnisses ist nicht ganz einzusehen, und es ist leicht vorauszusagen, daß diese über 65 Seiten fortlaufenden Namen geringe Beachtung bei allen Benutzern der Festschrift finden werden.

C. Matschoß.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Eine neue Spannungsregelung. Mitteilung der Arbeitsweise, Theorie des Reguliervorganges. Von Dr.-Ing. W. Petersen. Stuttgart 1907, Ferdinand Enke. 48 S. mit 20 Fig. Preis 2 *M*.

Lehrbuch der Physik. Zum Gebrauche bei akademischen Vorlesungen. Von H. A. Lorentz Aus dem Holländischen übersetzt. Von G. Siebert. 2. Bd. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 621 S. mit 257 Fig. Preis 10 *M*.

Ricettario per le industrie tessili ed affini. Von Oscarre Giudici. Mailand 1907, Ulrico Hoepli. 250 S. Preis 3,50 L.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. III. Teil: Der Wasserbau. 4. Auflage. 6. Bd.: Der Flußbau, 1. Lfrg.: 1. Kapitel: Allgemeines. Von Franz Kreuter. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 270 S. mit 203 Fig. und 16 Tafeln. Preis 8 *M*.

Die Berechnung und Konstruktion der Turbinen und Schützenzüge mit besonderer Berücksichtigung der Francis-Turbine. Von Gustav Weber. Leipzig 1907, Moritz Schäfer. 131 S. mit 50 Fig. und einem Tafelband enthaltend 31 Tafeln. Preis 8 *M*.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. 5. Teil: Der Eisenbahnbau. 4. Bd.: Anordnung der Bahnhöfe. 1. Abteilung: Einleitung, Zwischen- und Endstationen in Durchgangsform, Verschiebebahnhöfe, Güter- und Hafenbahnhöfe. Bearbeitet von A. Goering und M. Oder. Herausgegeben von F. Loewe und Dr. H. Zimmermann. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 336 S. mit 420 Fig. und 14 Tafeln. Preis 14 *M*.

Impianti elettrici a correnti alternate semplici, bifasi e trifasi. Von A. Marro. 2. Auflage. Mailand 1907, Ulrico Hoepli. 774 S. mit 347 Fig. Preis 8,50 L.

Der freie Hebel des Flugschiffes. Von Karl Milla. Wien 1907, Lehmann & Wentzel (Paul Krebs). 29 S. mit 17 Fig. Preis 4,80 *M.*

Das Spülversatzverfahren. Von Otto Pütz. Berlin 1907, Julius Springer. 78 S. mit 40 Fig. Preis 2 *M.*

Bibliothek der gesamten Technik. 49. Bd.: Die Schule des Werkzeugmachers und das Härten des Stahles. Von Fritz Schön. 2. Aufl. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 138 S. mit 28 Fig. Preis 1,90 *M.*

Chemisch-technische Bibliothek. Bd. 302: Chemie der gesamten Oelindustrie. Von F. A. Roßmäßler. Wien und Leipzig 1907, A. Hartlebens Verlag. 128 S. mit 9 Fig. Preis 3 *M.*

Einführung in die Differential- und Integralrechnung nebst Differentialgleichungen. Von Dr. F. L. Kohlrausch. Berlin 1907, Julius Springer. 191 S. mit 100 Fig. Preis 6 *M.*

Die Theorie der Experimental-Elektrizität. Von W. C. D. Whetham. Uebersetzt von G. Siebert. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 388 S. mit 123 Fig. Preis 8 *M.*

Résistance des carènes. Von M. Fricker. Paris 1907, Gauthier-Villars. 170 S. mit 22 Fig. Preis 2,50 frs.

Anleitung zum Photographieren. Von Dr. G. Hauberisser. 13. Aufl. Leipzig 1907, Ed. Liesegangs Verlag, M. Eger. 167 S. mit 137 Fig. Preis 1,50 *M.*

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Schiffs- und Seewesen. Ludolph, W. Leuchtfeuer und Schallsignale in Ostsee, Nordsee und Kanal für das Jahr 1907. [aus: Leuchtfeuer und Schallsignale der Erde] 36. Jahrgang. Bremerhaven 1907. L. v. Vangerow. Preis 2 *M.*
— Ludwig, E., und E. Lindner. Taschenbuch für Seemaschinisten (früher: Kalender für Seemaschinisten). München 1907. R. Oldenbourg. Preis 4,80 *M.*
— Neubauer, Paul. Der Norddeutsche Lloyd. 50 Jahre der Entwicklung 1857 bis 1907. 2 Bde. Leipzig 1907. F. W. Grunow. Preis 50 *M.*
— Payne-Gallwey, Sir Ralph. A summary of the history, construction and effects in warfare, of the projectile-throwing engines of the ancients. London 1907. Longmans, Green & Co. Preis 6 *M.*
— Segelhandbuch für die Westküste von Hindostan. Herausgegeben vom Reichs-Marineamt. Berlin 1907. E. S. Mittler & Sohn. Preis 3 *M.*
— The Royal Navy list and naval recorder. Nr. 117. Januar 1907. London 1907. Witherby & Co. Preis 12 *M.*

Textilindustrie. v. Georgievics, Geo. Lehrbuch der chemischen Technologie der Gespinstfasern. 1. Teil: Lehrbuch der Farbenchemie. 3. Aufl. Wien 1907. F. Deuticke. Preis 10 *M.*
— Ullrich, E. Der Rechenstab in der Textilindustrie. Wien 1907. F. Deuticke. Preis 1,20 *M.*

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen. Allen, Horace. Gas and oil engines. Manchester 1907. The Scientific Publishing Company. Preis 15 *M.*

Wasserkraftanlagen. Fischer-Reinau, L. Die Wasserkräfte der bayerischen Alpen. [aus Bayer. Industrie- und Gewerbeblatt] München 1907. Süddeutsche Verlags-Anstalt. Preis 1,50 *M.*

Wasserversorgung. Metzger, H. Reinhaltung der Wasserleitung durch Rohrunterbrecher. [aus: Techn. Gemeindeblatt: Ueber Vorrichtungen zur Verhinderung des Rücktrittes unreiner Flüssigkeiten in der Wasserleitung] Berlin 1907. C. Heymann. Preis 0,60 *M.*

Werkstätten und Fabriken. Laxton's builders' pricebook for 1907. 90. Aufl. London 1907. Kelly's Directories, Ltd. Preis 4,80 *M.*
— The British and foreign guide to the engineering, steel and hardware trades, 1907. London 1907. Adolphe Francis, Ltd. Preis 12 *M.*

Zementindustrie. Feret, R. Abhängigkeit der Haftfestigkeit von Beton und Eisen von der Menge des zum Anmachen verwendeten Wassers. [aus Baumaterialienkunde] Freiburg i. B. 1907. J. Bielefeld. Preis 1,50 *M.*
— Michaëlis, sen., W. Zur Kenntnis der hydraulischen Bindemittel. Vortrag. [aus: Baumaterialienkunde] Stuttgart 1907. Freiburg i. B. J. Bielefeld. Preis 1,50 *M.*

Bergbau und Hüttenwesen. Adreßbuch 1907/08 sämtlicher Bergwerke und Hütten Deutschlands. 4. Jahrg. Dresden 1907. Kramer. Preis 7 *M.*
— Einecke, G. Der Eisenerzbergbau und der Hüttenbetrieb an der Lahn, Dill und in den benachbarten Revieren. Jena 1907. G. Fischer. Preis 2,40 *M.*
— Nieß, Herm. Die Bekämpfung der Wassersand-(Schwimmsand-) Gefahr beim Braunkohlenbergbau. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 3,60 *M.*

Brennstoffe. Schulz-Briesen, B. Das Steinkohlenbecken in der belgischen Campine und in Holländisch-Limburg. [aus: Berg- und hüttenmänn. Rundschau] Kattowitz 1907. Gebr. Böhm. Preis 1 *M.*

Chemische Industrie. Archbutt, Leonard, und Deeley, R. Mountford. Lubrication and lubricants. 2. Aufl. London 1907. C. Griffin. Preis 25 *M.*
— L'Industrie du verre et de la céramique en France. 2. Jahrb. Dresden 1906. J. Fahdt. Preis 3 *M.*
— M'Intosh, J. G. Industrial alcohol. London 1907. Scott & Gr. Preis 9 *M.*
— Ostwald, W. Ueber die Herstellung von Salpetersäure aus Ammoniak. [aus: Berg- und hüttenmänn. Rundschau] Kattowitz 1907. Gebr. Böhm. Preis 1 *M.*
— Petit, Victor. Guide du sondeur au pétrole. Paris 1907. Béranger. Preis 20 *M.*
— Semmler, F. W. Die ätherischen Oele. Leipzig 1907. Veit & Co. Preis 7,50 *M.*

Dampfkraftanlagen. Dubbel, Heinr. Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. 2. Aufl. Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. 10 *M.*
— Gerbel, M. Die Herstellung der Dampfkessel. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 2 *M.*
— Krauß, Fritz. Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 3 *M.*
— Recke, Osk. Druck- und Geschwindigkeits-Verhältnisse des Dampfes in Freistrahl-Grenzturbinen. [aus: Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen] München 1907. R. Oldenbourg. Preis 2,50 *M.*

Eisenbahnwesen. Biedermann, E. Die technische Entwicklung der Eisenbahnen der Gegenwart. Leipzig 1907. Teubner. Preis 1 *M.*
— Elektrische Lokomotiven der Siemens-Schuckert Werke Berlin 1907. Julius Springer. Preis geb. 3,60 *M.*
— Handbuch des Bauingenieurs. 4. Bd.: Strohmeyer, K. Der Eisenbahnbau. 1. Tl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 6 *M.*
— Liste der Eisenbahnstrecken, auf welche das internationale Uebereinkommen über den Eisenbahnfrachtverkehr Anwendung findet. Ausg. von Januar 1907. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 0,10 *M.*
— Sammlung von Normalien und Konstitutivurkunden auf dem Gebiete des Eisenbahnwesens. Jahr 1906. Herausg. vom k. k. Eisenbahnministerium. Wien 1907. Hof- und Staatsdruckerei. Preis 3 *M.*
— Second report of the locomotive committee on standard locomotives for Indian railways (Engineering Standards Committee Nr. 26). London 1907. Lockwood. Preis 12,50 *M.*

Eisenhüttenwesen. Simmersbach, Osc. Technische Fortschritte im Hochofenwesen. [aus: Berg- und hüttenmänn. Rundschau] Kattowitz 1907. Gebr. Böhm. Preis 1,50 *M.*

Eisenkonstruktionen, Brücken. Kellers Unterrichtsbücher für das gesamte Baugewerbe. VI: Die Baukonstruktionslehre III: Die Elemente der Eisenverbindungen, sowie die einfachen Konstruktionen des Hoch- und Brückenbaues. 2. Aufl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 3 *M.*
— Schindler, Karl. Eisenkonstruktionen im Hochbau. Leipzig 1907. Göschen. Preis 0,80 *M.*
— Tshertou, Frz. Der Brückenbau. Leitfaden zum Gebrauch an den k. und k. Militär-Bildungsanstalten und k. und k. Einjährig-Freiwilligen-Schulen. Wiesbaden 1907. C. W. Kreidel. Preis 12 *M.*

Elektrotechnik. Brunswick, E. J., und M. Aliamet. Construction des induits à courant continu. Paris 1907. Gauthier-Villars. Preis 2,50 *M.*
— Constet, E. L'électricité, ses lois et ses applications mises à la portée de tous. 2 Bde. Paris 1907. Tallandier. Preis 6,50 *M.*
— Dalémont, J. La construction des machines électriques. Paris 1907. Béranger. Preis 10 *M.*
— Electrical apparatus simply explained. (Model engineer series.) London 1907. P. Marshall. Preis 0,60 *M.*
— v. Gaisberg, S. Frhr. Taschenbuch für Monteure elektrischer Beleuchtungsanlagen. 32. Aufl. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 2,50 *M.*
— Garcke, E. Manual of electrical undertakings and directory of officials, 1907. London 1907. Electrical P. Preis 18 *M.*
— Gleichstrom-Turbo-Generatoren. System Brown-Boveri. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1,50 *M.*

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Versuche an der Leuchtgas-Fernleitung zwischen Rorschach und St. Gallen. Von Fliegner. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 20. Juli 07 S. 665/74) Messung der fortgeleiteten Gasmengen. Forts. folgt.

Helia-Bogenlampe. (El. u. Maschinenb. Wien 21. Juni 07 S. 572*) Bogenlampe mit Luftabschluß von Kolben & Co. für Gleich- und Wechselstrom, 100 bis 150 V Spannung und 3 bis 8 Amp Stromstärke.

Dampfkraftanlagen.

The power plant of the Norfolk and Portsmouth Traction Co. (Eng. Rec. 6. Juli 07 S. 4/6*) Das Kraftwerk hat eine 1500 KW- und drei 3000 KW-Curtis-Turbodynamos. Kohlenförderanlage mit fahrbaren Selbstgreifern.

Kessel mit Ueberhitzer für Steinkohlen-Schüttfeuerung. Von Marr. (Z. Dampfk. Maschbtr. 10. Juli 07 S. 277/81*) Zeichnerischer Entwurf eines Kessels mit schrägliegendem Flammrohr-Unterkessel und wagerechtem Heizröhren-Oberkessel für 116 qm Heizfläche. Berechnung aller Einzelheiten unter Berücksichtigung der neueren Forschungen.

Kermode's liquid fuel system applied to Babcock & Wilcox boilers. (Engng. 19. Juli 07 S. 74/75*) Die Feuerung für Petroleum von 4850 WE Heizwert ist an zwei Kesseln von je 170 qm Heizfläche angebracht. Die Verbrennungsluft wird durch ein Gebläse in Rohren durch die Feuerzüge gedrückt und vorgewärmt. Ein Teil der Verbrennungsluft wird mit dem vergasten Petroleum durch ein Düsenrohr mit Mischschraube gedrückt, während die übrige Luft durch ein konzentrisches Rohr der Düsenöffnung zugeführt wird.

Dampfkessel mit kombiniertem Wellrohr und Wasserrohr. (Z. Dampfk. Maschbtr. 3. Juli 07 S. 270/71*) Stehender Kessel von Böhm, Burckes & Co. in Schöningen mit ringförmiger Rostfläche und Feuerbüchse, deren äußerer Mantel aus Wellrohr ist, und mit zwei Feuertüren. Der Kessel wird normal für mehr als 10 at Ueberdruck gebaut.

Entnahme von Heißwasser aus Dampfkesseln. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Juli 07 S. 132/33) Heißwasser sollte aus einem Dampfkessel während des Betriebes nicht entnommen werden. Wenn es sich indessen nicht vermeiden läßt, soll vor allem die Entnahmestelle über dem zulässig niedrigsten Wasserstand liegen und die entnommene Wassermenge kleiner sein, als der halben Leistung der kleineren vorhandenen Speisevorrichtung entspricht.

Einfluß des Gegendruckes und der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch von Kolbenmaschinen. Von Eberle. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Juli 07 S. 233/37*) Darstellung der Dampfverteilung an Hand einiger nach dem Verfahren von Rankine zusammengestellter Diagrammsätze.

Dampfturbinen und Turbodynamos in betriebstechnischer Hinsicht. Von Niethammer. (El. u. Maschinenb. Wien 21. Juli 07 S. 565/71*) Kritische Darstellung von Konstruktionseinzelheiten der verschiedenen bekannten Turbinen. Kondensationsanlagen. Schluß folgt.

Eisenbahnwesen.

Note sur le service des trains et des machines en Angleterre. Von Demoulin und Bezier. (Rev. gén. Chem. de Fer Juli 07 S. 3/30* m. 2 Taf.) Zusammenstellung der Züge. Verschiedene Bauarten von Lokomotiven. Diensteinrichtungen.

Drei- und Vierzylinder-Verbund-Schnellzuglokomotiven der Oesterreichischen Nordwestbahn. Von Felsenstein. (Organ 07 Heft 7/8 S. 146/53*) Konstruktion, Leistung, Verbrauch der Lokomotiven und ihr Verhalten im Betriebe. Konstruktion eines neuen Zugkraftmessers. Die Maschinen sind $^3/_5$-gekuppelt, haben eine Heizfläche von 198,6 qm und ein Dienstgewicht von 63,3 bis 63,9 t je nach dem Zylinderdurchmesser.

Versuche mit einer $^2/_5$-gekuppelten, 4 zylindrigen Verbund-Schnellzuglokomotive, Gravenstadener Bauart mit Serve-Rohren. Von Leitzmann. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Juni 07 S. 313/54*) Die Lokomotive hat 231,27 qm Heizfläche und wiegt mit Tender 64,8 + 46,7 t.

Ist das Zucken der Lokomotiven eine störende Bewegung? Von Strahl. (Glaser 15. Juli 07 S. 27/32*) Die Arbeit wendet sich gegen eine Bemerkung in dem Buche von Garbe, daß eine in Pendeln aufgehängte oder auf Rollen gestellte Lokomotive niemals Aufschluß über die nicht ausgeglichenen Triebwerkmassen geben könne.

Neuere Dampfwagen von F. X. Komarek in Wien. Von Guillery. (Glaser 15. Juli 07 S. 21/27*) Zweiachsige und vierachsige Dampfmotorwagen. Ergebnisse der vergleichenden Versuche mit einem Motorwagen und einer Tenderlokomotive. Die Gesamtkosten auf 1 Zugkilometer sind bei Lokomotivbetrieb etwa doppelt so groß wie bei Motorwagenbetrieb.

Der deutsch-russische Uebergangsbahnhof Skalmierzyce. Von Hammann. (Z. Bauw. 07 Heft 7/9 S. 390/405* m. 1 Taf.) Beschreibung der Bahnhofanlage, des Zugmeldeverfahrens und der Signalordnung. Beamtenwohnungen. Die Gesamtkosten der in $1^1/_2$ Jahren erbauten Anlage haben 2 Mill. ℳ betragen.

Stoßwirkungen im Eisenbahnbetriebe. Von Saller. Forts. (Organ 07 Heft 7/8 S. 155/61*) Weitere Formeln zur Berechnung der Beanspruchungen des Oberbaues.

Die elektrischen Stellwerke auf dem Bahnhofe Schwerte. Von Schepp. Forts. (Organ 07 Heft 7/8 S. 129/46*) Beschreibung weiterer Teile der Anlage an Hand von Zeichnungen. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

Die neue Dolomitmühlenanlage der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück. Von Gerson. (Stahl u. Eisen 17. Juli 07 S. 1066/70*) Die Anlage dient zum Vorbereiten von Dolomit zur Ausfütterung von Kippbirnen und Herstellung von Nadelböden beim Thomas-Verfahren und liefert 25 t in 24 st. Sie umfaßt einen Steinbrecher, zwei Gichtöfen, zwei Glockenmühlen, eine Siebtrommel, einen Kneter, einen heizbaren Kollergang, einen heizbaren Teerbehälter und verschiedene Fördereinrichtungen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die neue Eisenbahnbrücke über den Neckar bei Heidelberg. Von Lukas, Müller und Trauer. Forts. (Deutsche Bauz. 17. Juli 07 S. 402/04* u. 20. Juli S. 407/10*) Die eisernen Ueberbauten. Berechnung der Windverbände. Forts. folgt.

Der Talübergang der Westerwald-Querbahn bei Westerburg. Von Wolpert. (Z. Bauw. 07 Heft 7/9 S. 406/11* m. 5 Taf.) Normalspurige eingleisige Nebenbahn die infolge der mäßigen Steigung von höchstens 1 : 50 und Krümmungen nicht unter 300 m Halbmesser für ziemlich schwere Züge geeignet ist. Die 225,6 km lange Brücke ist mit eisernen Parallelträgern nach Gerberscher Art mit eingeschalteten Gelenken versehen und auf eisernen Pendelpfeilern gelagert.

Aqueduct bridges on the Illinois and Mississippi Canal. Forts. (Eng. Rec. 6. Juli 07 S. 20/22*) Bauvorgang.

The Quebec bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 6. Juli 07 S. 25/27*) S. Zeitschriftenschau v. 20. Juli 07. Forts. folgt.

Elektrotechnik.

The generating station for the Taylor's Falls-Minneapolis transmission system. (El. World 6. Juli 07 S. 15/20*) Ausführliche Darstellung des in Zeitschriftenschau vom 20. Juli 07 erwähnten Wasserkraft-Elektrizitätswerkes von 10 000 KW Leistung und 50 000 V Spannung für die Kraftübertragung nach der 65 km entfernten Stadt Minneapolis.

Gas and electric power in continental iron and steel works. (Eng. Magaz. Juli 07 S. 537/52*) Beschreibung von Gaskraftmaschinen und elektrischen Antrieben für Hochofeneinrichtungen, Gießwagen, Hebezeuge und Walzwerkanlagen.

An electric plant in the Andes. (El. World 6. Juli 07 S. 22/23*) Angaben und Schaubilder über das Elektrizitätswerk für die rd. 4200 m hoch gelegene Kupferraffinieranlage in La Fundicion, Peru, mit drei Dampfdynamos von je 50, 75 und 440 KW Leistung, in denen Gleichstrom und Drehstrom von 2300 V und 440 V erzeugt wird. Beschreibung der Motorantriebe und Beleuchtungsanlage.

Central-station electric heating notes from Grinell, Ja. (El. World 6. Juli 07 S. 24/26*) Betriebsergebnisse des Elektrizitätswerkes der Stadt von 5000 Einwohnern, das außer für Bügeleisen auch für einige vollständige Kochanlagen Strom zu 21 Pfg für 1 KW-st abgibt. Kosten der elektrischen Kochanlagen.

Berechnung der Größe einer Akkumulatorenbatterie für eine gegebene Amperestundenleistung bei veränderlicher Strombelastung. Von Peukert. (ETZ 18. Juli 07 S. 705/06*) Die Größe wird nach einer Gleichung $J^n t = K$ berechnet, worin J den Strom, t die Zeit und n und K Zahlen bezeichnen, die von der Bauart des Akkumulators und seiner Ausführungsform abhängig sind

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Erd- und Wasserbau.

Die Anwendung von Grundwassersenkungen zu Neubauten und Wiederherstellungsarbeiten im Bezirk der Wasserbauinspektion Fürstenwalde. Von Zimmermann. (Z. Bauw. 07 Heft 7/9 S. 411/22* mit 2 Taf.) Gelegentlich des Baues einer neuen Schleuse sind Absenkungen des Grundwasserstandes bis zu 6 m und Wasserförderungen von über 500 ltr/sk vorgekommen. Darstellung der Pumpenanlage.

Bauausführung des Gattico-Tunnels im Zuge der Santhià-Borgomanero-Arona-Bahn. Von Crugnola. Forts. (Schweiz. Bauz. 20. Juli 07 S. 29/32*) Der Tunnelbau auf der Südseite, der streckenweise mittels Absenkung des fertig gemauerten Tunnelkörpers von einem bis auf 25 m über der Sohle ausgehobenen Einschnitt aus ausgeführt werden mußte. Schluß folgt.

Note sur des phénomènes de décomposition de mortiers constatés dans divers souterrains du chemin de fer de ceinture de Paris et sur les moyens employés pour en réparer les effets. Von Collot. (Rev. gén. Chem. de Fer Juli 07 S. 31/43* mit 1 Taf.) Beschreibung der Tunnel von Belleville von 1,175 km Länge und von Montrouge von 0,9 km Länge.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die Bedeutung der Müllverbrennung für die Elektrotechnik. Von Dettmar. Schluß. (ETZ 18. Juli 07 S. 712/16*) Wirtschaftliche Bedeutung der Müllverbrennungsanlagen. Verwendung der aus der überschüssigen Wärme erzeugten Elektrizität.

Hebezeuge.

Stromverbrauch der Portalkrane. Von Koll. Forts. (Dingler 20. Juli 07 S. 451/54*) Beschreibung der Krane, Standfestigkeit und Belastung.

Heizung und Lüftung.

Warmwasser-Schnellumlaufheizungen. Von Meter. (Gesundhtsing. 20. Juli 07 S. 469/79*) Einteilung der verschiedenen Heizverfahren für Schnellumlauf mit Rücksicht auf die verwendeten Mittel.

Kälteindustrie.

Electric refrigeration in a wholesale produce house. (El. World 6. Juli 07 S. 21*) Darstellung des elektrischen Antriebes für die Kühlanlage eines Geschäftshauses für Lebensmittel mit größeren Kühlräumen.

Maschinenteile.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben. Von Baudiß. Forts. (Dingler 20. Juli 07 S. 449/51) S. Zeitschriftenschau v. 20. Juli 07. Eine andre Lösung der Aufgabe. Forts. folgt.

Materialkunde.

Nouveaux mécanismes et nouvelles méthodes pour l'essai des métaux. Von Breuil. Forts. (Rev. Méc. Juni 07 S. 521/43*) Verlängerungsmesser. Hülfseinrichtungen für Zugprüfmaschinen. Vorrichtungen zum Prüfen bei ungewöhnlichen Temperaturen. Forts. folgt.

Recherches sur les constituants des aciers trempés effectuées au laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, à Paris. Von Breuil. (Bull. Soc. Ind. Min. 07 Heft 3 S. 557/786*) Zu den Versuchen sind folgende Metalle verwendet worden: Stähle mit allmählich abnehmendem Kohlenstoffgehalt, Gußeisen, Temperguß und zementierter Stahl. Eingehende Beschreibung der Versuche.

Experiences with limber and stiff rail sections. Von Dudley. (Iron Age 4. Juli 07 S. 2/6*) Kurze geschichtliche Angaben über eiserne und Bessemer-Schienen. Einfluß der zunehmenden Raddrücke auf die Entwicklung der Querschnitte. Fehler in Schienenköpfen und -stegen und ihre Ursachen.

The heat treatment of wire. (Iron Age 4. Juli 07 S. 24/25) Auszug aus einem Bericht von Brunton über vergleichende Versuche an schwedischen und englischen Siemens-Martin-Stählen. Festigkeitzahlen von roh gewalzten und von gehärteten Drähten.

Mechanik.

Die Untersuchung des elastischen Gewölbes. Von Elwitz. (Z. Bauw. 07 Heft 7/9 S. 437/60) Vereinfachung des bisherigen zeichnerischen oder rechnerischen Verfahrens zur Untersuchung eingespannter elastischer Bögen auf Grund der Hookeschen Gesetzes Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Something new in the measurement of power. (Am. Mach. 20. Juli 07 S. 1/2*) Prüfeinrichtung mit fortbeweglicher Bremsdynamo für einen Benzinmotor im Laboratorium der Henry Souther Engineering Co. in Hartford, Conn.

Die Bestimmung der Phasenverschiebung in Drehstromanlagen. Von Humann. (ETZ 18. Juli 07 S. 706/07*) Die Phasenverschiebung wird aus den Angaben zweier Zähler oder Wattmesser in Aronscher Schaltung gemessen. Schaulinie für die Abhängigkeit der Phasenverschiebung vom Angabenverhältnis der Wattmesser.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. (ETZ 18. Juli 07 S. 716/18*) Darstellung des amtlich geprüften und beglaubigten Drehstromzählers der S. S. W. für Netze ohne Nulleiter, mit beliebig auf die drei Zweige verteilter induktiver und induktionsfreier Belastung und für Spannungen bis 300 V, Stromstärken bis 100 Amp und 40 bis 60 Per./sk.

Metallbearbeitung.

Taylors Untersuchungen über rationelle Dreharbeit. Von Wallichs und Petersen. (Stahl u. Eisen 17. Juli 06 S. 1053/62*) Deutsche Bearbeitung der in Zeitschriftenschau v. 5., 12., 17. u. 26. Jan. und 16. Febr. 07 erwähnten Versuchsberichte von Taylor. Schluß folgt.

$2^1/_2 \times 26$-inch open turret lathe. (Am. Mach. 13. Juli 07 S. 901/07*) Ausführliche Darstellung von Konstruktionseinzelheiten der Drehbank der Pratt & Whitney Co. in Hartford, Conn. Spindelkopf und Futter. Drehkopf. Vorschub. Verschiedene Werkzeughalter. Betrieb.

New Henry & Wright sensitive drills. (Iron Age 4. Juli 07 S. 8/9*) Die 8 senkrechten Spindeln werden durch Riemen angetrieben. Einzelheiten der Spindelkonstruktion.

Planer-way protecting device. (Am. Mach. 13. Juli 07 S. 920/21*) Durch zwei auf Rollen auflaufende Bänder werden die freigelegten Teile der Tischführung von Hobelspänen frei gehalten.

5×48-inch automatic sizing grinder. (Am. Mach. 20. Juli 07 S. 11/15*) Die Maschine ist für verhältnismäßig lange Arbeitstücke bestimmt. Beim Erreichen der gewünschten Abmessung wird der Vorschub selbsttätig unterbrochen. Darstellung der Wirkungsweise.

An inserted-sooth face-milling cutter. Von Keith. (Am. Mach. 20. Juli 07 S. 20/21*) Die Messer haben Z-förmigen Querschnitt und sind senkrecht zur Scheibe eingesetzt. Sie werden durch Paßstücke und Stiftschrauben festgehalten.

Motorwagen und Fahrräder.

Ueber die Federung von Fahrzeugen. Von Hofmann. Forts. (Motorw. 10. Juli 07 S. 552/57*) Verhalten von Rädern mit unabgefederter und abgefederter Last. Forts. folgt.

Der Einfluß der Schwerpunktslage auf die Schleudergefahr bei Automobilen. Von Eberhardt. Forts. (Motorw. 10. Juli 07 S. 557/61*) S. Zeitschriftenschau v. 6. Juli 07. Schluß folgt.

Die Wirkungsweise von Metallkupplungen und die neue Adlerkupplung. Von Stern. (Motorw. 10. Juli 07 S. 562/66*) Als Hauptaufgabe der Metallkupplungen wird die Möglichkeit hingestellt, allmählich einzurücken. Das Ausrücken bei Lamellen- und Kegelkupplungen. Konstruktionszeichnung der neuen Metallkegel-Kupplung der Adler-Fahrradwerke.

The Fawcett-Fowler steam-car. (Engng. 19. Juli 07 S. 78/80*) Der Kessel mit Petroleumfeuerung liegt unter dem hinteren Wagensitz, Petroleum- und Wasserbehälter unter dem vorderen Sitz und die Maschine mit vier sich paarweise gegenüberliegenden Zylindern unter der vorderen Haube. Das Getriebe besteht aus Cardan-Welle, Differentialgetriebe und Kettenübertragung. Der Wasservorrat reicht für 160 bis 200 km Fahrt.

Pumpen und Gebläse.

Ueber Preßluftausrüstungen. Von Grimmer. (Dingler 20. Juli 07 S. 457/59*) Verschiedene Arten von Filtern und ihre Verwendung. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

Structural development in British merchant ships. Von Foster-King. (Engng. 19. Juli 07 S. 90/95*) Darstellung der Schiffskörper von Booten, Segelschiffen, Personen- und Frachtdampfern, Schnelldampfern und Turmdampfern älterer und neuester Ausführungen.

Wasserkraftanlagen.

The Taylor's Falls, Minn., water power development. Forts. (Eng. Rec. 6. Juli 07 S. 23/25*) Fernleitung. Konstruktion des Kraftwerkes.

Die Reguliervorrichtungen in amerikanischen Wasserkraft-Elektrizitätswerken. Von Perkins. (Z. f. Turbinenw. 20. Juli 07 S. 307/09*) Mechanischer Antrieb der Schützen vor den Turbinenkammern. Sicherheitsventile von Voith für Druckleitungen. Turbinenregler mit Druckwasserbetrieb, insbesondere die Sturgess-Regler. Forts. folgt.

Beiträge zur Berechnung und Konstruktion der Wasserturbinen. Von Wagenbach. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Juli 07 S. 302/05*) Geometrische Beziehungen an den Schaufeln der Laufräder. Aufzeichnen des Laufrades.

Wasserversorgung.

Ueber die Bewegung von Grundwasser. Von Pennink. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 12. Juli 07 S. 506/10*) Vorrichtung zum Messen der Grundwassergeschwindigkeit. Ermittlung der Strombahnen in einem mit Sand gefüllten Kasten. Schluß folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Machine tools in a concrete machine shop. Von Alford. (Am. Mach. 20. Juli 07 S. 3/8*) Verteilung der Arbeitsräume. Antrieb und Aufstellung der Werkzeugmaschinen in dem bekannten Fabrikgebäude der United Shoe Machinery Co., s. Zeitschriftenschau v. 22. Juni 07.

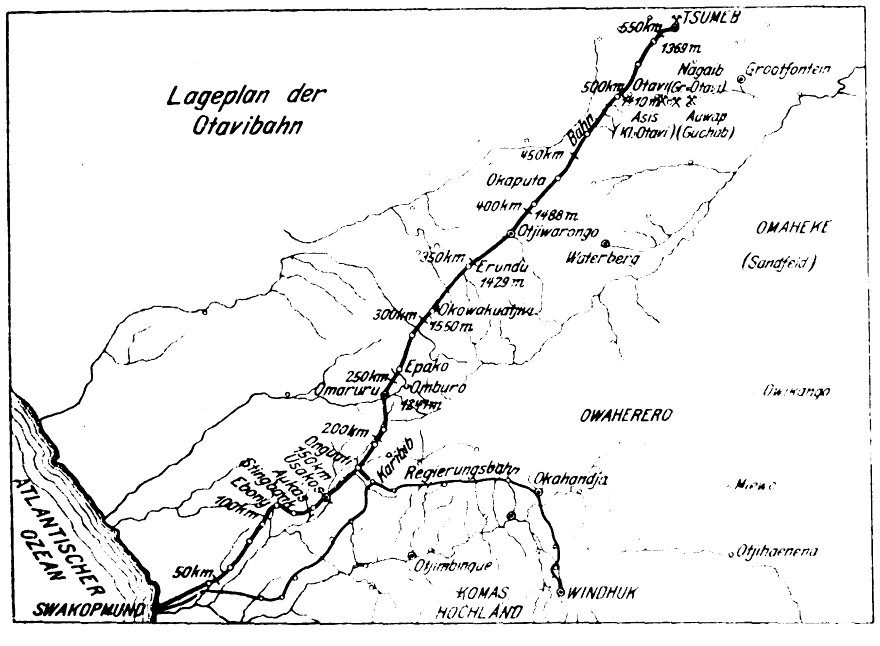
An ordnance building shop in Italy. Von van Brussel, (Am. Mach. 13. Juli 07 S. 913/15*) Schaubilder aus den Werkstätten der Armstrong-Whitworth Co. in Puzzuoli für Kriegsschiffbau.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 20. Juli 07 S. 454/57*) Verschiedene Pressen zur Herstellung von Tonwaren. Forts. folgt.

Rundschau.

Ueber die **Otavi-Kupfer- und Bleibergwerke** liegt ein Bericht von J. Hartley Knight vor[1]), der von der South West Africa Co., der englischen Unternehmergesellschaft, zu stammen scheint und willkommene Angaben über die Grundlagen des seit einiger Zeit mit großer Spannung verfolgten bedeutendsten Unternehmens in unsrer südwestafrikanischen Kolonie enthält. Die erwähnte englische Gesellschaft hat sich stark an der Otavi-Bahn beteiligt, über deren Bau wir bereits ausführlich berichtet haben[2]), da diese Bahn erst die Möglichkeit einer wirtschaftlichen Verfrachtung der Bergwerkerzeugnisse schaffen konnte. Die Erzlagerstätten bei Otavi und Tsumeb, s. den Lageplan, sind jetzt erschlossen. Die nachfolgenden Angaben über die Beschaffenheit der dortigen Bodenschätze sind Mitteilungen über eine bereits 1900 ausgeführte Forschungsreise und neueren Berichten über den gegenwärtigen Betrieb entnommen.



Die erzführenden Gesteine im Otavibezirk bilden Einbrüche im Kalksteingebirge, dessen Schichten sich wahrscheinlich bis zu dem Urgestein erstrecken, aus dem der Kern der Otavi-Berge besteht. Die Erzgänge wie die Kalksteinschichten streichen in ostwestlicher Richtung, vorkommende Feuersteineinschlüsse um etwa 60° nach Süden. Im Ausgehenden sind die beiden obersten Gänge ungefähr 180 m breit; ein in etwa 70 m Teufe angebohrter Gang erstreckt sich noch weiter westlich. Die Mächtigkeit der Gänge schwankt zwischen 10 und 71 m; daneben laufen aber noch Tonschichten mit erheblichem Erzgehalt, insbesondere am oberen Gang. Auch der dritte nicht zutage tretende Gang ist im Hangenden und Liegenden von erzhaltigen Tonschichten begrenzt. Bei der erwähnten im Jahr 1900 ausgeführten Untersuchung unter Leitung von Chr. James gab es im Bergwerkgebiet vier Schächte; zwei davon waren im Abstand von 76 m bis auf 50 m abgeteuft und durchsetzten das Gebirge mit zwei Richtstrecken und 17 Querschlägen. Durch diese Baue ist ermittelt worden, daß zwei schräg einfallende mächtige erzreiche Gänge vorhanden sind, zwischen denen eine weniger mächtige ärmere Schicht liegt. Nach der Tiefe zu sollen indessen die reichen Gänge auf Kosten der armen Schicht an Mächtigkeit zunehmen und diese möglicherweise ganz verdrängen.

Das Ganggestein besteht aus Kupferglanz, Malachit, Laurstein, Bleiglanz, Bleispat, etwas Zinkblende, Galmei, Ton und Quarz. Auch geringe Beimengungen von Antimon- und Arsenverbindungen sind ermittelt worden. Die Erze sind sehr unregelmäßig verteilt, und wegen der Veränderlichkeit in dem Anteil der Schwefel- und Kohlenstoffverbindungen von Blei und Kupfer ist eine genaue Schätzung der zu gewinnenden Metalle nicht möglich. James rechnete nach dem damaligen Stande der Schürfarbeiten, d. h. bis zu 50 m Teufe, auf ungefähr 300000 t reichen Erzes mit 12 vH Kupfer und 25,3 vH Blei und auf rd. 200000 t armen Erzes mit 2,9 vH Kupfer und 4,4 vH Blei. Der jetzt aufgeschlossene westliche Teil der Lagerstätten, insbesondere der zweite Gang, zu dem ein Schacht von 70 m Teufe führt, hat indessen reichere Erze zutage gefördert.

Verschiedene Versuche haben erwiesen, daß eine mechanische oder nasse Aufbereitung der Erze nicht möglich ist, da die Kohlenstoffverbindungen beider Metalle im spezifischen Gewicht zu sehr übereinstimmen. Wohl aber können die Erze dank ihrer erheblichen Dichte mit der Hand geschieden und nach Ausscheiden der armen Bestandteile unmittelbar eingeschmolzen werden. Für das reiche Erz im ausgehenden Gestein ist Tagebau mit Bremsbergen eingerichtet. Außerdem ist ein für einen Teil des abgebauten Erzes bestimmter Förderschlag nach dem obersten Gang abgeteuft, der mit dem Tagebau durch einen ansteigenden Querschlag verbunden ist. Mit diesen Mitteln hofft man später auf eine tägliche Förderung von 400 bis 500 t zu kommen. Die Aufbereitanlagen sollen Mitte dieses Jahres in Betrieb gesetzt werden. Ueber die Raffinieranlagen, deren Bau man ebenfalls plant, ist noch nichts mitgeteilt worden.

Hoffentlich erweisen sich diese für die Zukunft unsrer Kolonie erfreulichen Nachrichten als zutreffend und sind nicht nur als Reklame für die South West Africa Company aufzufassen.

[1]) The Engineering and Mining Journal v. 15. Juni 1907 S. 1142.
[2]) Z. 1907 S. 201 u. f.

In der oberen Lombardei ist kürzlich die **Brembana-Bahn**, die von der Westinghouse-Gesellschaft für den Betrieb mit **einphasigem Wechselstrom** eingerichtet ist, fertiggestellt worden[1]). Die von einer besondern Gesellschaft begründete Bahn führt von Bergamo nach Sombreno und sodann im Tal des Brembo aufwärts bis San Giovanni Bianco, s. Fig. 1. Die eingleisige normalspurige Strecke mit Schienen von 27 kg/m Gewicht ist rd. 30 km lang und hat insgesamt nur 153 m Höhenunterschied zu überwinden. Die höchste rd. 1 km lange Steigung beträgt 24 vT, der kleinste Krümmungshalbmesser 150 m. Jedoch waren 17 kleinere Tunnel und mehrere Brücken über den Brembo und seine Nebenflüsse herzustellen. Den Bahnstrom liefert ein etwa 1 km von San Giovanni Bianco entferntes Wasserkraftwerk, das 3 Turbinen enthält, die unter 27 m Gefälle mit 500 Uml./min je einen Wechselstromerzeuger von 500 KW, 6000 V und 25 Per./sk antreiben. Für

[1]) Génie civil 22. Juni 1907 S. 121.

Fig. 1.
Lageplan der Brembana-Bahn.



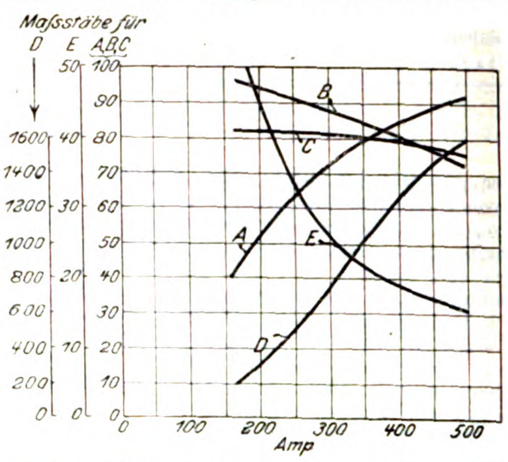
die Beleuchtung der Bahnhöfe usw. dient ein besonderer Maschinensatz für Wechselstrom von höherer Periodenzahl.

Der Strom wird der Bahn durch einen 8-förmigen Fahrdraht von 8 qmm Querschnitt mit Tragdrahtabspannung zugeführt. Der Tragdraht — ein Seil aus sieben 2 mm dicken Stahldrähten — ist mit je zwei mehrmanteligen Isolatoren auf dem eisernen Querträger der in 35 m Abstand stehenden Torstützen befestigt und hält den Fahrdraht mit je 14 Spanndrähten in wagerechter Lage. Auf den Torstützen sind außerdem noch eine Speiseleitung von ebenfalls 8 qmm Querschnitt und die Lichtleitungen verlegt. Die Stromunterbrecher für die Teilstrecken der Oberleitung sind auf den Bahnhöfen angeordnet. Die Querträger der Torstützen werden stellenweise auf den Bahnhöfen, wo sich keine Zwischenstützen aufstellen lassen, bis zu 18 m lang. Auf der Strecke ruhen die Querträger meist auf Holzmasten, die mit Quecksilberchlorid getränkt sind, während auf den Bahnhöfen und Haltestellen Masten aus Eisenkonstruktion verwendet sind. Die Schienen sind für die Rückleitung des Stromes mit kupfernen Stoßverbindern versehen und außerdem in Abständen von je 1 km mit verzinkten Eisenplatten geerdet.

Da auf der Strecke auch Güterzüge verkehren sollen und man Gewicht auf größere Einheitlichkeit des rollenden Gutes legt, hat man statt der sonst üblichen Motorwagen für Personenverkehr vorgezogen, die Personenwagen durch Lokomotiven ziehen zu lassen. Die Lokomotiven haben einen Kasten, der vorn und hinten einen Führerstand mit Fahrschalter und den andern erforderlichen Einrichtungen enthält und in der Mitte als Post- und Gepäckraum verwendet wird. Er ruht auf zwei zweiachsigen Drehgestellen, deren beide Achsen je von einem 75 pferdigen Motor mittels Zahnradübersetzung angetrieben werden.

Die Motoren sind als Reihenschlußmotoren mit Ausgleichwicklung und Kollektor ausgeführt und laufen normal mit 700 Uml./min. Um das Funken des Kollektors zu vermindern,

Fig. 2.
Charakteristik des Westinghouse-Reihenschlußmotors.

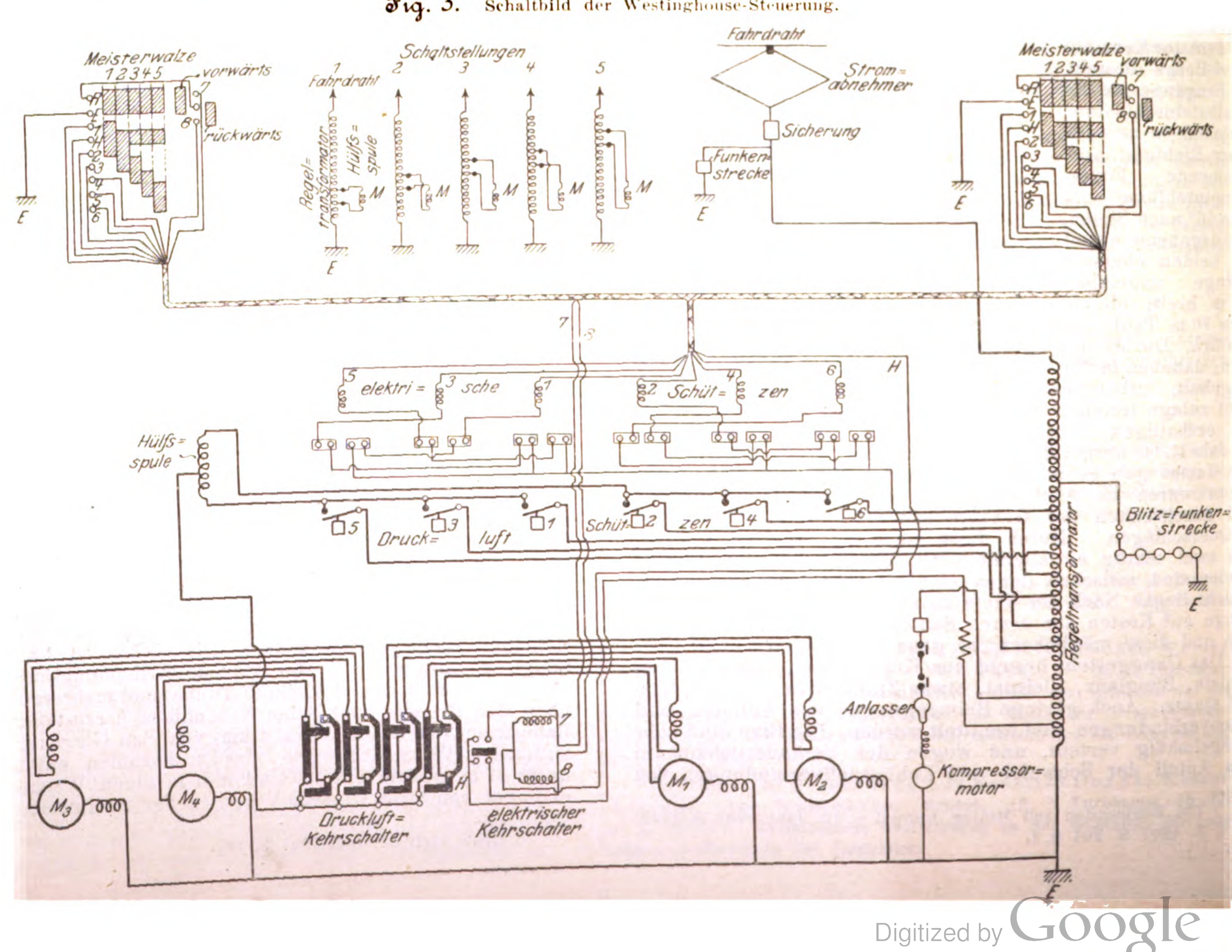


A Leistung in PS am Radumfang B Leistungsfaktor C Wirkungsgrad
D Zugkraft in kg am Radumfang E Geschwindigkeit in km/st

sind außer der Ausgleichwicklung noch Argentanwiderstände zwischen den Ankerspulen und den zugehörigen Kollektorlamellen eingeschaltet. Die kennzeichnenden Schaulinien für den Motor, Fig. 2, zeigen die den Reihenschlußmotoren für Wechselstrom eigene Anpaßfähigkeit der Geschwindigkeit an die jeweils erforderliche Zugkraft und das bei starker Zugkraft, insbesondere auch beim Anfahren, auftretende Sinken des Leistungsfaktors.

Die Stromabnehmerrolle wird durch ein Lenkerviereck mit Druckluftsteuerung gegen den Fahrdraht gedrückt. Diese Betätigung des Lenkervierecks, die zweckmäßig mit den Hochspannungsgeräten als Sicherheitsvorrichtung in Verbindung gesetzt wird, hat sich schon auf andern Bahnen bewährt.

Fig. 3. Schaltbild der Westinghouse-Steuerung.



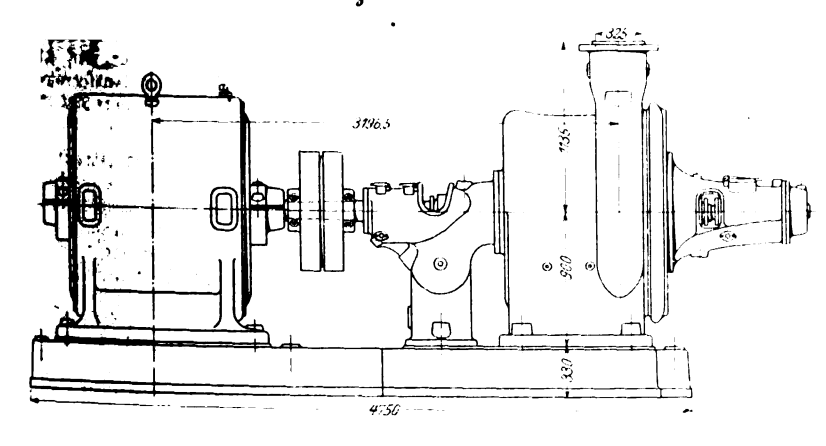
Der Druckluftbehälter für die Betätigung des Stromabnehmers, der Steuerung und der Bremsen liegt auf dem Wagendach und wird aus einem Kompressor gespeist, dessen Antriebmotor zusammen mit der Licht- und Heizleitung des Wagens den Strom aus einem besondern Transformator mit 100 V erhält.

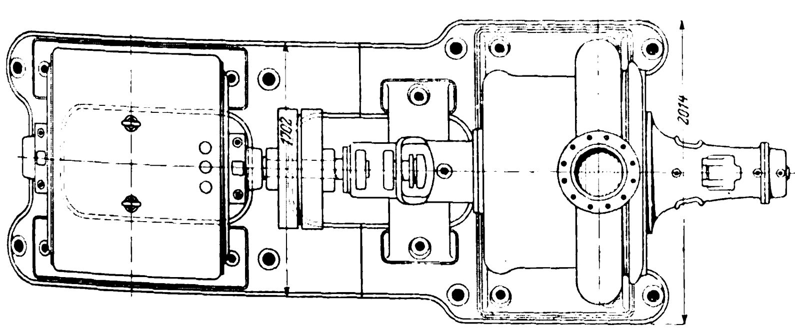
Die Motoren werden von den in den Führerständen stehenden Meisterwalzen aus durch elektrisch betätigte Druckluftschützen und durch einen Regeltransformator mit Hülfsspule gesteuert, Fig. 3. Der Steuerstrom für die Druckluftschützen wird unter Vorschaltung eines Widerstandes ebenfalls dem Regeltransformator mit geringer Spannung entnommen. Der Transformator hat nur eine Wicklung, deren einer Pol mit dem Fahrdraht, deren anderer mit der Erde verbunden ist. Die stets parallel geschalteten Motoren werden nun beim Anfahren zunächst an eine geringere und sodann stufenweise an eine immer größere Zahl von Windungen des Transformators angeschlossen, bis eine Anschlußspannung von 250 V erreicht ist. Eine Hülfsspule des Transformators dient als Schutzwiderstand für die Motoren und für die Transformatorwindungen, die beim Umschalten von einer Stufe zur andern kurz geschlossen werden.

Die Lokomotiven wiegen 36 t und können Züge von 90 t mit 60 km/st und solche von 120 t mit 18 km/st höchster Geschwindigkeit auf einer Steigung von 20 vT befördern. Beim Anfahren kann die Beschleunigung auf über 0,5 m/sk getrieben werden.

Eine **Wasserhaltung** von außerordentlicher Leistungsfähigkeit ist von Emil Sinell, Berlin, für die Grubenverwaltung der Grafen Hugo, Lazy, Arthur Henckel von Donnersmarck in Carlshof bei Tarnowitz O.-S. geliefert worden. Sie besteht aus einer Hochdruck-Zentrifugalpumpe mit einer Leistung von 10 cbm auf 315 m manometrische Förderhöhe und einem Drehstrommotor von 950 PS; s. Fig. 4 und 5. Der Motor, Bauart Brown, Boveri & Cie., ist für 2000 V gebaut und mit einem Kurzschlußanker versehen; angelassen wird er mittels eines Anlauftransformators. Es ist dies eine Anordnung, welche von Brown, Boveri & Cie. vor einigen Jahren zum erstenmal eingeführt worden ist und seit der Zeit fast allgemein für unterirdische Wasserhaltungen verwendet wird. Sie hat den Vorteil, daß ein Motor ohne Schleifringe und auch ohne alle sonstigen empfindlichen Teile am Rotor zur Verwendung kommt, und ist deshalb für den schweren Bergwerksbetrieb besonders geeignet.

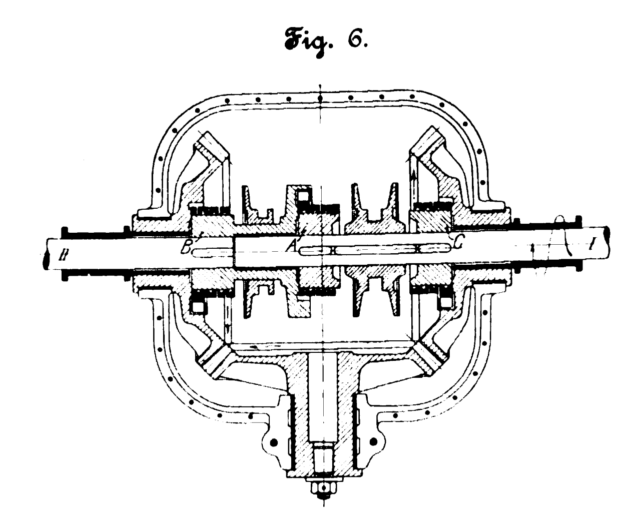
Fig. 4 und 5.





Louis Schwarz & Co. A.-G. in Dortmund führen seit kurzem **Wendegetriebe** nach Fig. 3 aus, bei denen die Kegelräder, zwischen denen drei Triumph-Kupplungen[1]) A, B und C angeordnet sind, nur bei gegensinniger Drehung der beiden Wellen bewegt werden, bei Gleichlauf oder Leerlauf aber stillstehen. Kegelräder und Kupplungen sind in einem geschlossenen, mit Oel gefüllten Gehäuse untergebracht. Durch Einrücken von B wird die getriebene Welle II, durch Einrücken von C die treibende Welle I mit dem zugehörigen Kegelrad verbunden, durch Einrücken von A wird die Welle I mit der Muffe von B, also mit der Welle II gekuppelt.

Fig. 6.



Es ergeben sich daher folgende Stellungen:

1) A eingerückt, B und C ausgerückt.
Die Welle I treibt die Welle II unmittelbar an, beide Wellen haben gleichen Drehsinn, die Kegelräder verbleiben in Ruhe.

2) A, B und C ausgerückt.
Die Kegelräder und die getriebene Welle stehen still, der Motor läuft leer.

3) A ausgerückt, B und C eingerückt.
Die Welle I treibt unter Vermittlung der Kegelräder die Welle II. Welle II läuft rückwärts.

Volk.

Dem **Verein für Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung**, dem der Verein deutscher Ingenieure seit dessen Begründung angehört, hat die **Königliche Versuchsanstalt**, welche mit den Geldmitteln des genannten Vereines gespeist wird, über ihre **wissenschaftliche Tätigkeit** im Jahre 1906/07 einen Bericht erstattet, dem wir folgendes entnehmen:

In der chemischen Abteilung sind die vergleichenden Prüfungen der im Anstaltslaboratorium angewandten Analysenmethoden stetig fortgesetzt worden. Weitere Arbeiten betrafen die Bestimmung der Eisenverbindungen im Wasser; den Nachweis von Schwefelwasserstoff durch die Bildung von Methylenblau; die bleilösende Fähigkeit von Wässern; das Vorkommen von Mangan in Trink- und Wirtschaftswässern. Ein zu erstattendes Gutachten über die Frage, ob unter der Voraussetzung sachgemäßen Betriebes eine Mülladehalle die Nachbarschaft in ungünstiger Weise beeinflussen kann, gab Veranlassung zur Anstellung von Versuchen über die desodorisierende Wirkung der Herdasche. Die Versuche über die Reinigungsmöglichkeit industrieller Abwässer sowie diejenigen, welche die rasche Ermittlung von Veränderungen in der Zusammsetzung von Grund- und Oberflächenwässern betreffen, wurden fortgesetzt und zum Teil zum Abschluß gebracht[2]). Indikatoren für die Beurteilung biologisch gereinigter Abwässer wurden einer vergleichenden Prüfung

[1]) Z. 1903 S. 267; 1904 S. 1051.

[2]) Die Berichte über die zum Abschluß gebrachten Arbeiten werden in den amtlichen Mitteilungen der Anstalt oder in den »Arbeiten aus dem Kaiserlichen Gesundheitsamt« veröffentlicht.

unterzogen. Die von Professor Wernicke in Posen gemachte Beobachtung, daß durch geeignete Vermischung des dortigen braunkohlen-(huminstoff-)haltigen Tiefengrundwassers mit dem eisenhaltigen oberflächlichen Grundwasser eine Entfärbung und auch eine Enteisenung der Wässer erzielt werden kann, wurde auf ihre Ursachen geprüft, und es ist gelungen, die Erscheinung auf eine allgemein gültige chemisch-physikalische Reaktion zurückzuführen. Zur Ermittlung eines Verfahrens, mit Hülfe dessen das Volumen der ungelösten Stoffe, welche in einem Abwasser enthalten sind, auf schnelle Weise gefunden werden kann, wurden Versuche angestellt. Versuche über ein geeignetes Dichtungsmittel für Gummi sind abgeschlossen und die Ergebnisse in Form einer Tabelle nebst erklärendem Bericht zusammengestellt. Die Arbeiten, betreffend einen Untersuchungskasten, d. h. eine Zusammenstellung geeigneter Verfahren, welche die Prüfung eines Wassers auf seine Verwendbarkeit zu Trink- und Wirtschaftszwecken am Ort der Entnahme gegebenenfalls auch durch Nichtchemiker (z. B. Kreisärzte) ermöglichen sollen, sind soweit gefördert, daß demnächst der praktischen Anwendung des Kastens nichts im Wege stehen dürfte.

In der biologischen Abteilung sind fortlaufend Wasser- und Abwässerorganismen mit besonderer Berücksichtigung ihrer Beziehungen zur chemischen Beschaffenheit der Gewässer einem näheren Studium unterzogen worden. Im Auftrage des Reiches wurden in den Monaten Mai und August 1906 sowie im März 1907 die im Oktober 1905 begonnenen biologischen Untersuchungen des Rheins und der Mündungen seiner Nebenflüsse auf der Strecke Mainz bis Koblenz (einschließlich Main und Mosel) fortgesetzt und die im Wechsel der Jahreszeiten sowie der Wasserstände auftretenden Unterschiede bei den verschiedenen Faktoren der Selbstreinigung weiter verfolgt. Die Untersuchungen von Schlamm, wie er sich in normalen und verunreinigten Gewässern findet, wurden im Zusammenhang mit der chemischen Analyse desselben fortgesetzt. Für diese Arbeiten bot sich besondere Gelegenheit bei der Begehung des durch Abgänge, besonders aus der Textilindustrie, sehr stark verunreinigten Niersflusses, sowie bei den biologischen Untersuchungen von städtischen Kläranlagen, welche hauptsächlich solche Textilabgänge zu verarbeiten haben. In einem schlesischen Gebirgsbache wurde der Zustand der durch Abwässer aus Zellulosefabriken veranlaßten Verunreinigung in der kalten und in der warmen Jahreszeit des näheren untersucht.

Die hygienisch-bakteriologische Abteilung beschäftigte sich hauptsächlich mit Versuchen zur Desinfektion von Abwässern, besonders mittels Chlorkalkes. Ferner sind fortlaufend Versuche über die Verwertbarkeit der Eijkmanschen Probe (Prüfung von Wässern auf Verschmutzung durch Bebrütung bei 46° C) bei Brunnen- und bei Flußwässern, auch mit Rieselfeldwässern, angestellt. Weitere Untersuchungen der Abteilung betrafen die bakterienvernichtende Tätigkeit einiger Protozoen im Wasser.

In Gemeinschaft mit der chemischen Abteilung wurden seitens der wassertechnischen Abteilung an der Kohlenbreikläranlage der Gemeinde Oberschöneweide mit dem daselbst anfallenden Klärschlamm Vergasungsversuche durchgeführt. Es sollte festgestellt werden, ob das mit Hülfe eines Generators erzeugte Gas imstande ist, einen Sauggasmotor dauernd ohne Betriebstörung zu treiben, und ob ein derartiger Betrieb vom wirtschaftlichen Standpunkt aus zu empfehlen ist. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in einer Arbeit im Heft 8 der Anstaltsmitteilungen veröffentlicht worden.

Zur gemeinsamen Lösung mit dem Verein für Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung hat sich die Anstalt folgende Aufgaben gestellt:

Systematische Untersuchung des Elbwassers in bezug auf seine etwaige nachteilige Beeinflussung durch Abwässer; Beziehungen zwischen Grund- und Flußwasser im Ruhrgebiete; Bekämpfung der Abwasserpilze in den Abwässern der Rieselfelder; Einfluß von Schlick und Fett auf das Wachstum der Rieselwiesengräser; Talsperren; Hefen- und Luftschimmelpilze der Rieselfelder.

Der **Bau der Montblanc-Bahn**[1]) ist jetzt soweit vorgeschritten, daß Bahnkörper und Oberbau bis zur Haltestelle Mont Lachat 2100 m ü. M. fertiggestellt sind. Die Strecke hat damit von dem Anfangspunkt Le Fayet aus 10,7 km wagerechte Entfernung und 1520 m Höhenunterschied überwunden, während die Reststrecke bis zum Aiguille de Goûter noch 720 m Steigung bei 7,8 km wagerechter Entfernung aufweist. Auf dieser letzteren Strecke liegen allerdings die größten Schwierigkeiten, denn sie enthält neben steilen Rampen und vielen scharfen Krümmungen mehrere Tunnel von insgesamt 3130 m Länge. Während des weiteren Vortriebes der Strecke sollen die Haltestellen bis zum Mont Lachat ausgebaut und rollendes Gut beschafft werden, um den Personenverkehr auf dieser Teilstrecke aufzunehmen. Für die Erzeugung des Betriebstromes wird ein Werk errichtet, das eine Wasserkraft der Arve von 45 m Gefäll und 10 cbm/sk Wassermenge ausnutzt. Man hofft, die Bahn in vier Jahren fertigstellen zu können. Das erscheint aber unseres Erachtens nach den Erfahrungen beim Bau der Jungfraubahn[1]) ausgeschlossen. Hier hat man für die Strecke Scheidegg-Rothstock mit 469 m Steigung bei 3 km wagerechter Strecke, die nur zum Teil im Tunnel liegt, etwa 2 Jahre, für die vollständige Tunnelstrecke Rothstock-Eigerwand mit 337 m Steigung und 1,5 km wagerechter Strecke etwa 4 Jahre und von Eigerwand bis Eismeer bei 294 m Steigung wieder 4 Jahre gebraucht.

[1]) Z. 1904 S. 1973 und 1905 S. 1807.

Die Herstellung einer **haltbaren Graphitemulsion**, der zweckmäßigsten Form, in der Graphit zum **Schmieren** verwendet werden kann, scheint vor kurzem Edward G. Acheson, jenem bekannten Forscher auf dem Gebiete der Erzeugung künstlichen Graphits, gelungen zu sein. In der letzten Versammlung des American Institute of Electrical Engineers zu Niagara Falls wies er durch Versuche nach, daß sich Graphitmehl in einer Mischung von Wasser, Gerbsäure und Ammoniak so fein verteilen läßt, daß sich der Graphit nachträglich nicht mehr niederschlägt, während er dies beim Mischen mit Wasser nach kurzer Zeit tun würde. Die erwähnte Graphitemulsion läßt sich in Mischungen mit Wasser oder Petroleum genau so wie Oel in Schmiervorrichtungen verwenden. (Electrical World 6. Juli 1907)

Die italienische Marine hat 5 **Unterseeboote der »Glauco«-Klasse** in Bau, die in völlig untergetauchtem Zustand 220 t Wasserverdrängung haben sollen. Die Geschwindigkeit soll 15 Knoten bei der Ueberwasser- und 10 Knoten bei der Unterwasserfahrt betragen. Der Brennstoffvorrat reicht für 175 Seemeilen bei 15 Knoten- und für 600 Seemeilen bei 10 Knoten-Fahrt aus. Die Boote sind 42 m lang und 4,3 m breit; die Bewaffnung besteht aus zwei Torpedolanzierrohren. (Journal of the American Society of Naval Engineers Mai 1907)

Der diesjährige **Vortragskursus der Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung** für Leiter und Beamte industrieller und kaufmännischer Unternehmungen, insbesondere Ingenieure, Chemiker, Kaufleute und Verwaltungsbeamte findet vom 7. bis 19. Oktober 1907 **in Frankfurt a. M.** statt. Er umfaßt folgende Vorträge: Prof. Lambert, Industrielle Buchhaltung (4 st), Grundzüge der Bilanztheorie (6 st) und Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe (4 st); Prof. Dr. Stein, Fabrikorganisation (6 st); Prof. Dr. Burchard, Grundzüge des Aktienrechtes (6 st); Regierungsrat Quensel, Die preußische Einkommenbesteuerung auf dem Gebiete von Handel und Gewerbe (6 st); Justizrat Haeuser, Gewerbliches Urheberrecht (4 st); Prof. Dr. Berghoff-Ising, Neuere Entwicklungstendenzen in der Industrie, insbesondere die Kartellbewegung (6 st); Prof. Dr. Pohle, Bankgeschäfte, Notenbankwesen und Diskontopolitik (8 st); Prof. Dr. Arndt, Konjunkturschwankungen und Wirtschaftskrisen (6 st); Prof. Dr. Voigt, Verkehrspolitische Probleme (5 st); Prof. Dr. Freudenthal, Grundlinien öffentlicher Verwaltung (5 st). Die Vorträge werden in der Akademie für Sozial- und Handelswissenschaften in Frankfurt a. M., Jordanstraße 17 bis 21, gehalten. Die Teilnehmergebühr beträgt 30 ℳ für den ganzen Kursus und bei Teilnahme an einzelnen Vortragsreihen 1 ℳ für die Vortragstunde. Anmeldungen und Anfragen nehmen das Sekretariat der Gesellschaft für wirtschaftliche Ausbildung und das Sekretariat der Akademie für Sozial- und Handelswissenschaften, beide in Frankfurt a. M., Jordanstraße 17 bis 21, entgegen, die auch das ausführliche Programm in beliebiger Zahl versenden.

Die nunmehr zum drittenmale wiederkehrende Veranstaltung, über die wir uns bereits im vorigen Jahre geäußert haben[2]**), hat auch in dem Sinn anregend gewirkt, daß ein ähnlicher Vortragskursus über wirtschaftliche Fächer vom Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure veranstaltet und in der Technischen Hochschule zu Berlin in der zweiten Hälfte des Oktobers 1907 abgehalten werden soll. Näheres hierüber wird in einiger Zeit mitgeteilt werden.**

[1]) Z. 1904 S. 1713. [2]) Z. 1906 S. 1246.

Zu unserer Bemerkung über die **Schnellfahrten** mit einer von J. A. Maffei in München gebauten **2/6-gekuppelten Verbundschnellzuglokomotive** — Z. 1907 S. 1162 — teilt uns Hr. Zivilingenieur Wilhelm Schmidt in Wilhelmshöhe mit, daß die betreffende Lokomotive mit Rauchröhrenüberhitzern seiner Bauart ausgestattet ist. In die Gesamtheizfläche von 252,5 qm ist die Ueberhitzer-Heizfläche einbegriffen.

Bei dem internationalen Wettbewerb um die **Vergröfserung des städtischen Elektrizitätswerkes in Brüssel** hat die belgische Tochtergesellschaft der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G. den Sieg davongetragen. Die Erweiterung umfaßt eine Drehstromdynamo von 5000 KW und 5000 V, die unmittelbar mit einer Zölly-Turbine von 1500 Uml./min gekuppelt ist, ferner die Kondensationsanlage nebst Zubehör.

Der **11. internationale Schiffahrts-Kongrefs** soll im Mai 1908 in St. Petersburg abgehalten werden.

Berichtigungen.

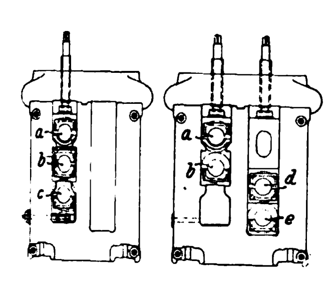
Z. 1907 S. 1115 l. Sp. Z. 31 v. u. lies: 8 *M* statt 5 *M*.

Z. 1907 S. 1185 l. Sp. in Fig. 2 sind die Pfeilrichtungen von a und b umzukehren.

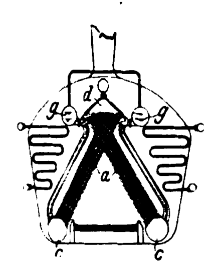
ebenda Z. 21 v. u. lies: $= \frac{R_a + R_b}{b}$ statt $(R_a + R_b)\,b$.

S. 1186 l. Sp. Z. 24 v. u. ist zu berichtigen, daß nur die Maschine 4 $P_{max} = 100$ t hat.

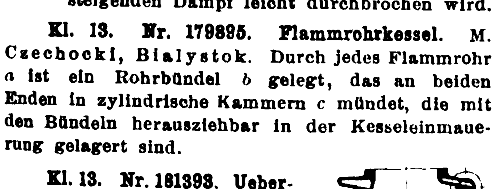
Patentbericht.



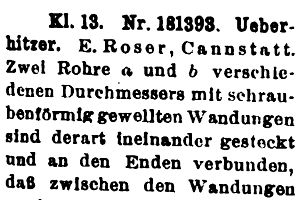
Kl. 7. Nr. 185424. Walzengerüst. Fr. Bonte, Duisburg. Das Walzengerüst ist so eingerichtet, daß es entweder eine Gruppe von drei Walzen a, b, c oder zwei Gruppen von je zwei Walzen a, b und d, e aufnehmen kann. Es kann somit als Trio, z. B. für Stabeisen und Draht, und als Doppelduo, z. B. für Band- und Flacheisen, arbeiten.

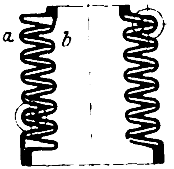


Kl. 13. Nr. 179455. Dampfkessel. Th. Esse, Kalisch (Rußland). Der Dampfsammler d, der durch sich kreuzende Röhrenbündel a, a mit zwei unteren Wassertrommeln c, c verbunden ist, ist dachförmig gestaltet. Neben ihm liegen Vorwärmer gg, die mit ihm in Verbindung stehen und den größten Teil des bei andern Bauarten im Dampfsammler enthaltenen Wassers enthalten. In d befindet sich also nur wenig Wasser in dünner Schicht, die von dem aus a, a aufsteigenden Dampf leicht durchbrochen wird.

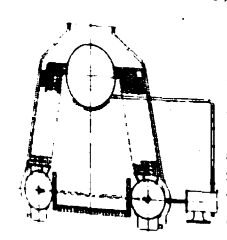


Kl. 13. Nr. 179895. Flammrohrkessel. M. Czechocki, Bialystok. Durch jedes Flammrohr a ist ein Rohrbündel b gelegt, das an beiden Enden in zylindrische Kammern c mündet, die mit den Bündeln herausziehbar in der Kesseleinmauerung gelagert sind.

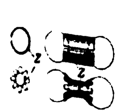




Kl. 13. Nr. 181393. Ueberhitzer. E. Roser, Cannstatt. Zwei Rohre a und b verschiedenen Durchmessers mit schraubenförmig gewellten Wandungen sind derart ineinander gesteckt und an den Enden verbunden, daß zwischen den Wandungen zwei parallele schraubenförmig gewundene Kanäle gebildet werden, die der zu überhitzende Dampf durchströmt. Der Ueberhitzer hat infolge der innen und außen gewellten Oberfläche eine sehr große Heizfläche.

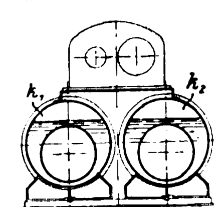


Kl. 13. Nr. 180770. Wasserrohrkessel. O. Flamm, Charlottenburg, und Fr. Romberg, Nikolassee. Der Kessel besteht aus Ober- und Unterkesseln und dazwischenliegenden zahlreichen Rohren, die aus schraubenförmig abwechselnd rechts- und linksgängig gewundenen, mit ihren Windungen ineinander geschobenen Einzelspiralen gebildet sind. Eine zwischen Ober- und Unterkessel eingeschaltete Umlaufpumpe drückt das gesamte zu verdampfende Wasser (das Speisewasser und das bei einmaligem Umlauf nicht verdampfte Wasser) in die Unterkessel und von diesen aus durch die Wasserrohre in die Oberkessel. Der Umlauf kann durch die Pumpe beliebig gesteigert werden.

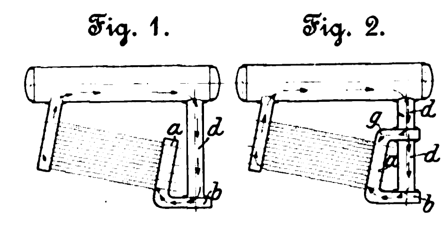


Kl. 47. Nr. 181482. Kugellager. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Die zur Geräuschverminderung dienenden federnden Zwischenstücke z bestehen aus je einem rohrförmigen Stück, bei dem die Federung entweder durch Längsschlitzung oder durch Endlappen erzielt ist.

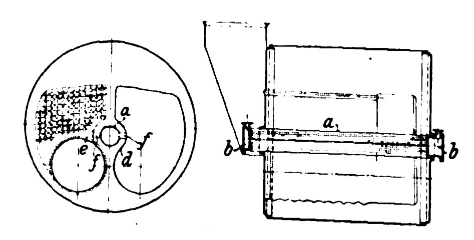
Kl. 13. Nr. 182628. Kessel für ortfeste Lokomobilen. H. Lanz, Mannheim. Zwei Kessel k_1 und k_2 sind derart miteinander verbunden, daß sie gemeinsam der Dampfmaschine als Unterlage dienen. Vorteile der Anlage sind: Breites Auflager und verringerte Höhenlage der Maschine bei gleicher Leistungsfähigkeit der beiden Kessel gegenüber einem gleichwertigen Kessel; ferner die Möglichkeit, wenn ein Kessel zum Zweck der Reinigung ausgeschaltet ist, die Maschine, wenn auch mit vermindertem Leistung, weiter zu betreiben.

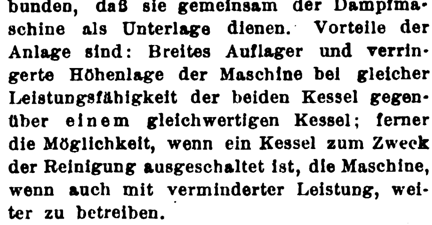


Kl. 13. Nr. 181233. Zweikammer-Wasserrohrkessel. E. Willmann, Dortmund. Vom Oberkessel führen zu der hinteren Wasserkammer a Rücklaufrohre d, die unten in einen über die ganze Kammerbreite reichenden wagerechten Anbau b münden, Fig. 1. Nach einer andern Ausführungsform, Fig, 2, sind die Rücklaufrohre d, außer an den unteren Anbau b, zugleich an einen ebenso breiten Anbau g am oberen Kammerteil angeschlossen.

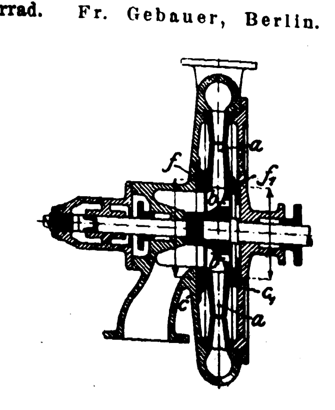


Kl. 13. Nr. 182367. Ueberhitzer für Schiffskessel. H. Grotkast, Altona-Ottensen. Das die Ueberhitzerrohre umschließende Rohr a durchzieht, ohne die Feuerkammern d, e zu durchdringen, in Ausbuchtungen dieser Kammern, den Kessel der ganzen Länge nach. Es endet beiderseits in von außen zugängliche Kammern b, b und ist durch Querrohre f, f mit den Feuerkammern verbunden.



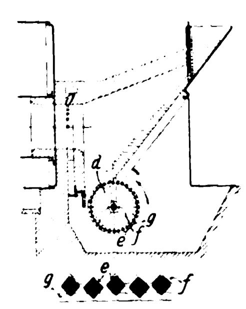


Kl. 59. Nr. 185260. Schleuderrad. Fr. Gebauer, Berlin. Auf beiden Seiten des mit Durchtrittöffnungen b versehenen Schleuderrades a sind kammartig ausgebildete Dichtungsringe c und c_1 von verschiedenem mittlerem Durchmesser angeordnet, die in Kämme f und f_1 auf der Gehäusewand eingreifen. Es soll hierdurch ein einseitiger Axialdruck von bestimmter Größe und Richtung erzeugt und so ein ständiges Anlaufen des Spurzapfens der Radwelle auf der Spurplatte erzielt werden. Um den Axialdruck ändern zu können, macht man die Dichtungsringe c und c_1 sowie f und f_1 auswechselbar.

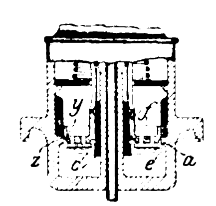




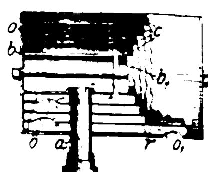
Kl. 24. Nr. 181343. Schrägrostfeuerung. G. Politz, Kattowitz O.-S. Am unteren Ende des Schrägrostes ist ein Drehrost *d* angebracht, der als Zuleitkanal für die Verbrennungsluft benutzt wird. Die Roststäbe *e* des Drehrostes ruhen an ihren Enden mit Spielraum in Einkerbungen zwischen den Scheiben *f* und den über diese geschobenen Ringen *g*. Durch die bewegliche Lagerung und dadurch, daß die Stäbe durch verschiedene Tiefe der Einkerbungen bei Erreichung der Unterseite des Drehrostes verschiedenen Fall haben, sollen die Rostspalten offen gehalten werden.

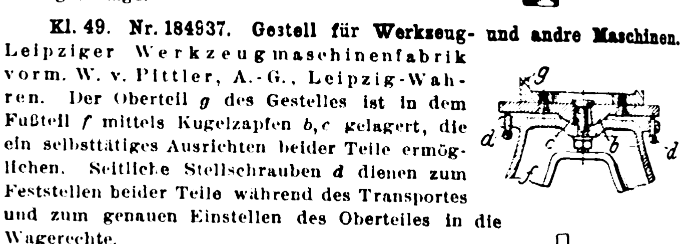


Kl. 47. Nr. 181552 (Zusatz zu Nr. 162381, Z. 1905 S. 1767). **Ventilpuffer.** F. A. Neuhaus, Charlottenburg, und M. Hochwald, Berlin. Zur Ersparung einer zylindrischen Dichtungsfläche wird nicht die untere durchlochte Scheibe *c* (des Hauptpatentes), die hier als ein die durchlochte Ventilscheibe *e* undrehbar tragender Armstern *c* ausgebildet ist, zum Abschluß im Pufferzylinder *a* benutzt, sondern der wie *e* durchlochte Deckel *f*. Um die kleine Längsverschiebung, die *f* bei Verschraubung auf *c* zur Aenderung des Drosselquerschnittes erfährt, für die Aenderung des Beginns der Schlußhemmung möglichst unwirksam zu machen, wird die Unterkante von *f* bei *y* (oder die Oberkante von *a* bei *z*) abgerundet, so daß die Drosselung nicht plötzlich, sondern allmählich eintritt.

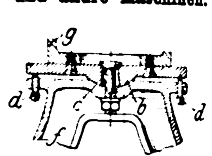


Kl. 46. Nr. 181547. Auspuffgeräuschdämpfer. Ford Motor Co., Detroit (Mich., V. St. A.). Die vom Auspuffrohr *a* kommenden Abgase werden durch Schlitze zwischen den rohrförmigen Deckelansätzen *b*, b_1 in eine Anzahl gleichachsiger Ringräume *c* und im Zickzackwege durch Oeffnungen *o* bei o_1 ins Freie geleitet. Das in *b* eingeschraubte Rohr *a* hält die gleichachsigen Rohre *r* mit ihren Oeffnungen *o* in richtiger Lage.

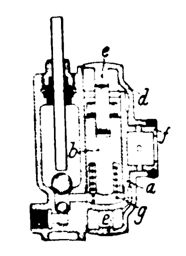




Kl. 49. Nr. 184937. Gestell für Werkzeug- und andre Maschinen. Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vorm. W. v. Pittler, A.-G., Leipzig-Wahren. Der Oberteil *g* des Gestelles ist in dem Fußteil *f* mittels Kugelzapfen *b*, *c* gelagert, die ein selbsttätiges Ausrichten beider Teile ermöglichen. Seitliche Stellschrauben *d* dienen zum Feststellen beider Teile während des Transportes und zum genauen Einstellen des Oberteiles in die Wagerechte.



Kl. 59. Nr. 185470. Kolbenpumpe. Fr. Dürr, Karlsruhe i. B. Die auf einem Ansatz *f* des Pumpengehäuses *a* drehbar gelagerte Riemenscheibe *d* hat auf der Innenseite eine exzentrische Rippe *e*, gegen die durch die Feder *g* unter dem Kolben *b* eine auf dem Kolben gelagerte Rolle ständig gedrückt wird. Durch die Drehung der Riemenscheibe *d* und den Druck der Feder *g* wird der Kolben *b* zwangläufig auf und nieder bewegt.



Angelegenheiten des Vereines.

Versammlungen des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure

am 10. April, 17. und 31. Mai 1907 im Vereinshause zu Berlin.

Vorsitzender: Hr. Slaby.

48ste Hauptversammlung.

Der Vorstand beschäftigt sich mit der Vorbereitung der diesjährigen Hauptversammlung.

Antrag des Hamburger Bezirksvereines betr. Verlängerung der Amtsdauer der Vorstandsmitglieder von 2 auf 3 Jahre.

Die Mehrzahl der Bezirksvereine hat sich für den Antrag ausgesprochen, desgleichen die Mehrzahl der früheren Vorstandsmitglieder, die gefragt worden sind, wie sie sich zu dem Hamburger Antrage stellten. In den Aeußerungen der früheren Vorstandsmitglieder ist auch von neuem der Vorschlag gemacht worden, daß die Vorsitzenden — vielleicht auch die sämtlichen Vorstandsmitglieder — nach Austritt aus dem Vorstand noch 3 Jahre lang dem Vorstandsrat angehören möchten, um dort mit ihrer im Vorstande gesammelten Erfahrung an den Arbeiten und Geschäften des Vereines weiter mitzuwirken. Dieser Antrag ist im Jahre 1901 vom Vorstande gestellt, vom Vorstandsrat aber abgelehnt worden. Der Vorstand beschließt, als Zusatz zu dem Antrage des Hamburger Bezirksvereines zu beantragen, daß der Vorsitzende nach Austritt aus dem Vorstand noch 3 Jahre dem Vorstandsrat angehören soll.

Wenn der Antrag des Hamburger Bezirksvereines, wie zu erwarten, vom Vorstandsrat und der Hauptversammlung angenommen wird, dann wird es erforderlich sein, da er eine Aenderung des Statuts enthält, die Genehmigung der Staatsregierung hierfür einzuholen, und da man nicht wissen kann, ob diese Genehmigung noch innerhalb des laufenden Jahres erteilt wird, wird es notwendig sein, die auf der diesjährigen Hauptversammlung vorzunehmenden Wahlen von Vorstandsmitgliedern in zwei Formen zu bewirken:

a) für den Fall, daß die Genehmigung nicht bis zum 31. Dezember 1907 erteilt wird, nach dem jetzigen Statut;

b) für den Fall, daß die Genehmigung rechtzeitig eintrifft, nach dem neuen Statut.

Es ist ferner vor den Wahlen die Frage zu entscheiden, ob das neue Statut auf die jetzigen Vorstandsmitglieder rückwirkend sein soll und welche von den jetzigen Vorstandsmitgliedern bereit sein würden, ein drittes Amtsjahr zu übernehmen. Der Vereinsdirektor wird beauftragt, für diese verschiedenen Fälle eine Uebersicht der vorzunehmenden Wahlen aufzustellen. Die Frage wegen der Rückwirkung auf die Amtsdauer der jetzigen Vorstandsmitglieder soll der Entscheidung des Vorstandsrates überlassen bleiben.

Geschäftsbericht.

Der Geschäftsbericht[1]) liegt im Entwurf vor; der Vorstand genehmigt die Veröffentlichung und Aussendung an die Bezirksvereine.

Rechnung des Jahres 1906.

Die Rechnung[2]) ist von einem vereidigten Sachverständigen und dann von den durch die Hauptversammlung gewählten Rechnungsprüfern geprüft und richtig befunden worden. Die Aeußerungen der Rechnungsprüfer zu einigen Posten der Rechnung geben dem Vorstande keine Veranlassung, die Rechnung zu ändern.

Auf Anordnung des Vorstandes sind die Rechnungsprüfer zur Sitzung des Vorstandsrates einzuladen.

Haushaltplan für 1908.

Der vom Vereinsdirektor entworfene Haushaltplan[3]) wird mit einigen Aenderungen genehmigt und seine Veröffentlichung sowie die Aussendung an die Bezirksvereine angeordnet.

Pensionskasse für die Beamten des Vereines.

Der vorgelegte Bericht ist von den Rechnungsprüfern als richtig befunden worden. Der Vorstand ordnet an, ihn zu veröffentlichen[4]).

---

[1]) Z. 1907 S. 678.
[2]) Z. 1907 S. 723.
[3]) Z. 1907 S. 721.
[4]) Z. 1907 S. 802.



Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Der Vorstand ordnet die Veröffentlichung des vom Kuratorium erstatteten Berichtes an[1]).

Dem Vorstandsrat soll Wiederwahl des jetzigen Kuratoriums vorgeschlagen werden.

Ort der nächsten Hauptversammlung.

Vom Dresdener B.-V. liegt eine Einladung für 1908 vor, die vom Vorstand gutgeheißen wird.

Wirtschaftliches Beiblatt zur Zeitschrift.

Der Vorstand nimmt Kenntnis davon, daß die bis jetzt von den Bezirksvereinen eingegangenen Aeußerungen im wesentlichen zu seinem Antrag zustimmend lauten.

Geschichte der Dampfmaschine.

Der erste Band liegt fertig vor; nach einem schriftlichen Bericht des Hrn. Matschoß über den Fortgang seiner Arbeiten ist zu erwarten, daß der zweite Band in gleichem Umfang im Laufe dieses Jahres fertig werden wird.

Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten.

Die vom Vereinsdirektor verfaßte und vom Ausschuß genehmigte Denkschrift soll den Bezirksvereinen übersandt werden.

Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Die vom Verein beschlossenen Aussprüche sind in weiten Kreisen zur Kenntnis der Behörden, wissenschaftlichen Korporationen und einzelner Personen gebracht worden; zunächst ist nach Ansicht des Vorstandes abzuwarten, wie sich diese Kreise dazu stellen werden.

Der Vereinsdirektor teilt mit, daß sich die Unterrichtskommission der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte, nachdem sie der diesjährigen Generalversammlung Bericht erstattet haben wird, auflösen will, jedoch beabsichtigt, ihrer Gesellschaft vorzuschlagen, daß die an den Schulreformfragen beteiligten Vereine einen ständigen Ausschuß zur Fortführung ihrer Bestrebungen bilden möchten, in den jeder Verein zwei Vertreter entsenden soll. Der Vorstand ist damit einverstanden, daß der V. d. I. sich an diesem ständigen Ausschuß beteiligt, und bezeichnet die Herren Taaks und Peters als Vertreter des Vereines.

Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Nach dem Bericht des Vereinsdirektors liegt die Angelegenheit zurzeit so, daß die am 10. Dezember 1906 gebildete Normenkommission in ihrer Sitzung vom 16. März 1907 die von ihr erwartete Arbeit: Materialprüfungs- und Bauvorschriften für Landdampfkessel und Schiffsdampfkessel, zum Abschluß gebracht und außerdem ihre Satzungen und ihre Teilnehmerliste beschlossen hat. Gegen die Teilnehmerliste hat der Verein deutscher Eisenhüttenleute Widerspruch erhoben und den Wunsch ausgesprochen, daß hierüber mit den beteiligten Verbänden und Instituten nochmals schriftlich verhandelt werden möchte. Der Vorstand ist der Ansicht, daß die Beschlüsse vom 16. März d. J. für die Normenkommission endgültig und bindend sind, und daß die vom Verein deutscher Eisenhüttenleute gewünschten weiteren Verhandlungen der nächsten Versammlung der Normenkommission zu überlassen seien. Der Vorstand ordnet an, daß das Ergebnis der Beschlüsse vom 16. März d. J. dem Reichskanzler im Auftrage der Normenkommission mitgeteilt werde.

Antrag des Mannheimer Bezirksvereines betr. § 42 des Statuts (Behandlung dringlicher Anträge auf den Hauptversammlungen).

Auf diesen Antrag jetzt einzugehen, liegt keine Veranlassung vor, jedoch beschließt der Vorstand, einen in gleicher Sache eingelaufenen Antrag des Breslauer Bezirksvereines zu Nr. 6 der Geschäftsordnung auf die Tagesordnung der Hauptversammlung zu setzen und ihn den Bezirksvereinen zur Beratung vorzulegen.

[1]) Z. 1907 S. 803.

Besuch der Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liége.

Die genannte Gesellschaft hat den Wunsch, Mitte Sommer d. J. einen Ausflug nach Berlin zu machen, und hat den V. d. I. gebeten, ihr dabei behülflich zu sein, insbesondere ihr den Besuch von Fabriken usw. zu ermöglichen. Angesichts der wiederholt den deutschen Ingenieuren von seiten der belgischen Ingenieure erwiesenen Gastfreundschaft beschließt der Vorstand, dem Wunsche der belgischen Gesellschaft zu entsprechen und den Berliner B.-V. zu ersuchen, daß er die Sache in die Hand nehmen möchte. Der Vorstand bewilligt zu diesem Zwecke 1000 *M* aus seinem Verfügungsfonds.

Urlaube der Vereinsbeamten.

Die für die Vereinsbeamten festgesetzten Urlaubzeiten richten sich bis jetzt im wesentlichen nach den Gehaltstufen. Von seiten der Beamten ist der Wunsch ausgesprochen worden, daß die Urlaubszeiten auch mit zunehmendem Alter verlängert werden möchten. Der Vorstand faßt einen Beschluß in dieser Richtung nicht, aber er genehmigt, daß die Sonntage in Zukunft nicht mehr als Urlaubstage mit eingerechnet werden.

Einladung der amerikanischen Ingenieurvereine zur Einweihung ihres Hauses in New York.

Von den 3 großen amerikanischen Ingenieurvereinen:

American Institute of Electrical Engineers,
American Society of Mechanical Engineers,
American Institute of Mining Engineers,

ist die Einladung eingegangen, zur Einweihung ihres aus der Carnegie-Stiftung erbauten gemeinsamen Vereinshauses in New York am 16. und 17. April einen Vertreter zu entsenden. Leider ist diese Einladung so spät hier eingetroffen, daß es nach Auskunft der großen Schiffahrtsgesellschaften nicht mehr möglich war, einen Vertreter rechtzeitig hinüberzubefördern. Der Vorstand beschließt, am 16. April ein Glückwunschtelegramm nach New York zu entsenden.

Versuche mit Riemen- und Seiltrieben.

Hr. Prof. Kammerer, der diese Versuche auf Wunsch des Vereines deutscher Ingenieure und des Verbandes deutscher Ledertreibriemenfabrikanten ausgeführt hat, hat über die Kosten Rechnung gelegt, aus der sich ergibt, daß von den bereits bewilligten Beträgen noch 2400 *M* zu zahlen sind. Es ergibt sich aber außerdem, daß für 5658 *M* noch keine Deckung durch Bewilligung vorhanden ist, so daß Hr. Kammerer diesen Betrag zunächst auf seine eigene Rechnung übernommen hat. Auf Vorschlag des Technischen Ausschusses beschließt der Vorstand, daß es recht und billig sei, auch diese Summe Hrn. Kammerer zu vergüten. Er wird hierüber mit dem Verband deutscher Ledertreibriemenfabrikanten in Verhandlung treten und nimmt in Aussicht, daß die 5658 *M* zwischen beiden Vereinen in demselben Maße geteilt werden, wie es bei den bisherigen Beiträgen gewesen ist. Auf diese Weise würden auf den V. d. I. noch 2128 *M* entfallen.

Technolexikon.

Der Vorstand nimmt den Bericht über den Stand der Arbeiten entgegen und berät, zum Teil unter Mitwirkung des Verlegers Hrn. Horst Weber und des Schriftleiters des Technolexikons Hrn. Dr. Jansen, über die für die Fortführung des Unternehmens erforderlichen Maßnahmen.

Fortbildungskurse für Ingenieure der Praxis und Lehrer der technischen Mittelschulen.

Die Niederschrift der Verhandlungen vom 17. April d. J.[1]) ist an die Beteiligten und an die Mitglieder des Vorstandes

[1]) Z. 1907 S. 316.



versandt worden. Es wird beschlossen, den Bezirksvereinen und den Mitgliedern des Vorstandsrates einen kurzen schriftlichen Bericht zu erstatten und dann dem Vorstandsrat und der Hauptversammlung die Frage vorzulegen, ob der Verein mit dem Vorgehen des Vorstandes einverstanden ist und die erforderlichen Geldmittel bereitstellen will. Letzterer Beschluß würde gebotenenfalls als dringlich zu behandeln sein. Der Vorstand ist der Ansicht, daß es für den Anfang ausreichen würde, den zu seiner Verfügung gestellten Betrag für wissenschaftliche Arbeiten um 5000 ℳ zu erhöhen.

Antrag des Württembergischen Bezirksvereines betr. Paternosteraufzüge.

Hr. Professor Ernst soll gebeten werden, an der Beratung des Vorstandsrates über diesen Gegenstand teilzunehmen.

Eigentumsvorbehalt an Maschinen.

Es wird in Aussicht genommen, die in der Umfrage des Reichsjustizamtes enthaltenen Fragen den Bezirksvereinen zur Beantwortung vorzulegen und das Ergebnis dem Reichsjustizamt zu übermitteln.

Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr betr. Zerlegung des Stoffes der Zeitschrift.

Hierzu hat der Vereinsdirektor dem Vorstand ein Gutachten erstattet, und dieses Gutachten hat die Zustimmung des Vorstandes erhalten. Der Vereinsdirektor wird beauftragt, in dem Sinne seines Gutachtens im Vorstandsrat über den Gegenstand zu berichten.

Aus Veranlassung des Antrages hat Hr. Matschoß einen Vorschlag ausgearbeitet, welcher bezweckt, Sonderabdrücke der in der Zeitschrift veröffentlichten Abbildungen, nach technischen Gebieten geordnet, zu billigem Preise den Mitgliedern zugänglich zu machen. Dieser Bericht des Hrn. Matschoß soll beim Vorstand rundlaufen.

Inhaltsverzeichnis der Anzeigen der Zeitschrift.

Der Vorstand nimmt Kenntnis von den hierfür ausgearbeiteten Vorlagen und beschließt, dem Vorstandsrat die Ausführung des Unternehmens zu empfehlen. Da die Kosten nicht erheblich sind und innerhalb des Haushaltplanes bestritten werden können, wird ein Antrag auf Dringlichkeit nicht nötig sein.

Aufnahme von Nichttechnikern.

Mehrere Aufnahmegesuche aus letzter Zeit und insbesondere auch ein Antrag des Augsburger Bezirksvereines auf Genehmigung seiner Satzungen geben dem Vorstande Veranlassung, sich mit dieser Frage wieder zu beschäftigen. Der Vorstand beschließt, diese Angelegenheit im Vorstandsrat zur Sprache zu bringen.

Schreiben des Aachener Bezirksvereines betr. Polizeiverordnungen.

Der Aachener Bezirksverein hat mitgeteilt, daß er von der Aachener Ortspolizeibehörde aufgefordert worden sei, sich über den im Kgl. Preuß. Handelsministerium ausgearbeiteten Entwurf polizeilicher Vorschriften über elektrische Starkstromanlagen zu äußern, und daraus Veranlassung genommen, an den Hauptverein die Frage zu richten, ob nicht in solchen Fällen die Bezirksvereine dem Hauptverein Mitteilung machen sollten, damit dieser eine Beratung solcher Gegenstände durch sämtliche Bezirksvereine herbeiführt. Der Vorstand hält diese Anregung für sehr dankenswert, ist aber der Meinung, daß zwischen örtlichen und allgemeinen Angelegenheiten unterschieden werden müsse. Die ersteren sollten den einzelnen Bezirksvereinen überlassen bleiben, die letzteren sollten möglichst den Gesamtverein beschäftigen. In diesem Sinne soll das Schreiben des Aachener Bezirksvereines beantwortet werden.

Winddruckmesser.

Seitens des Preußischen Ministeriums der öffentlichen Arbeiten ist mitgeteilt worden, daß die von ihm in Gemeinschaft mit dem Reichsmarineamt, dem Verein deutscher Ingenieure und andern technischen Vereinen in Angriff genommene Aufgabe, den Druck des Windes genau zu messen, und das gemeinsam erlassene Preisausschreiben die Sache so weit gefördert haben, daß der vom Torpedo-Stabsingenieur Gießen entworfene Winddruckmesser zur Ausführung gelangt sei. Jedoch haben die verfügbaren Mittel dazu nicht ausgereicht, und der Minister fragt an, ob der V. d. I. bereit sei, weitere 2000 ℳ zu diesen Arbeiten beizusteuern, in welchem Falle er, der Minister, weitere 4000 ℳ zu bewilligen bereit sei. Der Vorstand beschließt, der Aufforderung des Ministers zu entsprechen.

Da Hr. Professor Baurat Cramer, der gemeinsam mit Hrn. Zivilingenieur Kohfahl den Verein in dieser Sache vertreten hat, im Herbst vorigen Jahres gestorben ist, wählt der Vorstand an dessen Stelle Hrn. Dr.-Ing. Bauersfeld in Jena zum Vertreter.

Weltausstellung in Berlin.

Von der ständigen Ausstellungskommission für die deutsche Industrie ist die Aufforderung eingegangen, sich zur Frage einer im nächsten Jahrzehnt in Berlin zu veranstaltenden Weltausstellung zu äußern und zu dem Zweck einige Fragen zu beantworten. Der Vorstand beschließt, diese Aufforderung nebst Fragen den Bezirksvereinen zur Aeußerung vorzulegen.

Tagesordnung der Versammlung des Vorstandsrates am 15. Juni 1907.

Der Vorstand genehmigt den ihm vorgelegten Entwurf der Tagesordnung.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 32. **Sonnabend, den 10. August 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

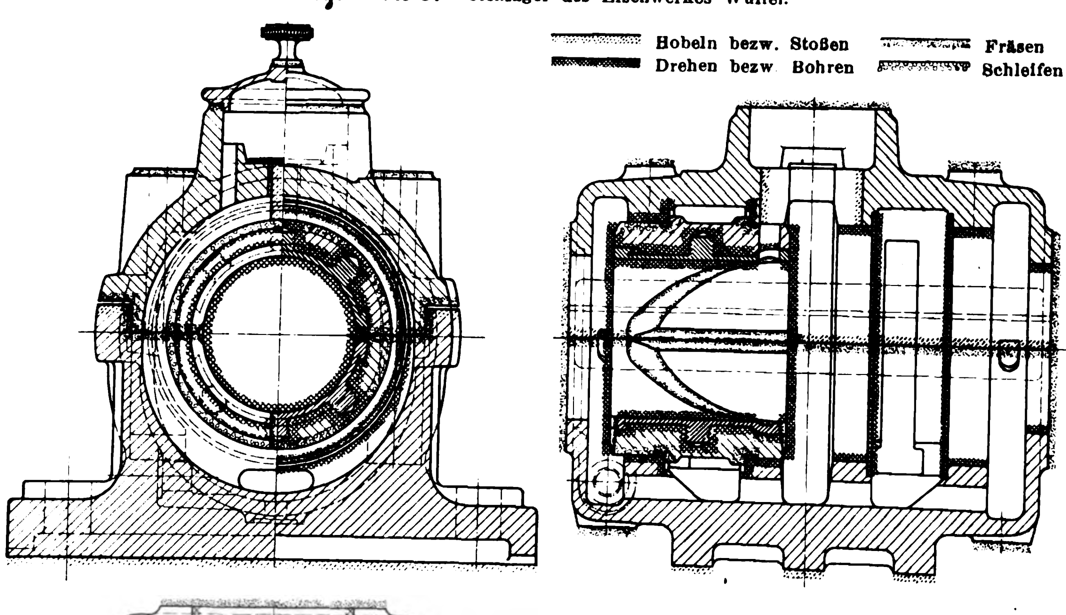
Die Bearbeitung der Ringschmierlager.

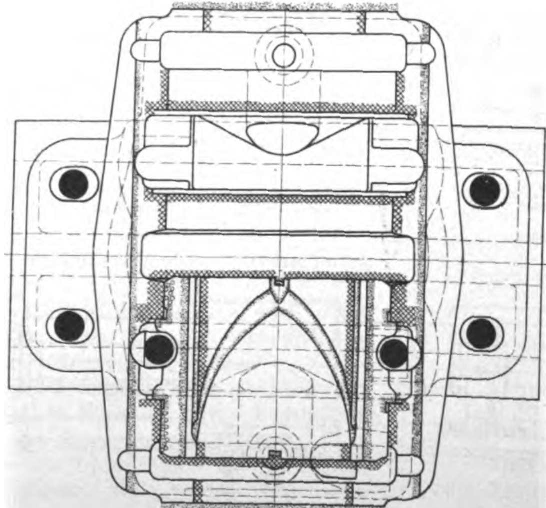
Von **C. Volk**, Cöln.

Die Lager sind seit langem Gegenstand der Massenerzeugung und des lebhaften Wettbewerbes. Dies hat ihre Entwicklung nach 2 Richtungen beeinflußt: einerseits hat es immer neue und bessere Konstruktionsformen gezeitigt, anderseits zu Bearbeitungsverfahren geführt, die eine hohe Genauigkeit innerhalb der durch den marktfähigen Verkaufpreis bedingten Selbstkostengrenze ermöglichen. Für die neuzeitliche Werkstattechnik bot sich hier ein dankbares Arbeitsfeld; der Zusammenhang zwischen Entwerfen und Herstellen hat hier früher als auf andern Gebieten vollste Beachtung gefunden.

Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf die Bearbeitung der Lager im Eisenwerk Wülfel[1]), im besondern auf die Stehlager mit und ohne Kugelbewegung, die in den neuen Werkstätten zu Laatzen bei Hannover hergestellt werden. Die Stehlager nach Fig. 1 bis 3 haben 4 Schalen mit Weißmetallfutter. Der Oelring

Fig. 1 bis 3. Stehlager des Eisenwerkes Wülfel.





liegt in Lagermitte; er ist sehr breit und wird durch den Druck von Blatt- oder Schraubenfedern fest auf die Welle gepreßt. Das vom Ring emporgehobene Oel wird oben durch Zungen oder Rippen abgestreift und den Oberschalen zugeführt.

An den Lagerkörpern sind der Reihe nach folgende Arbeiten vorzunehmen (vergl. Fig. 4:

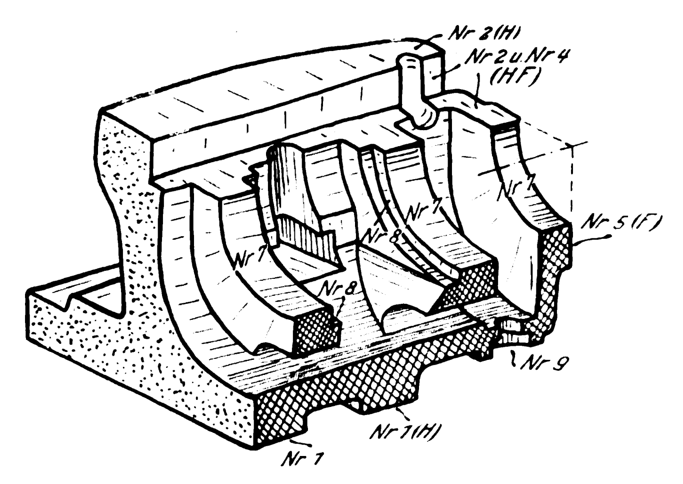
1) Sohlplatte der Unterteile hobeln.

2a) und 2b) Teilfuge an den Ober- und Unterteilen hobeln. Diejenigen Flächen, die bei der Arbeit 4 nicht gefräst werden, erhalten einen zweiten Schnitt.

3) An den Oberteilen die Schraubenangüsse und die Oelvase abfräsen, Fig. 5. Das Werkstück liegt mit den vorher geschruppten und geschlichteten Flächen auf dem Rundtisch einer Senkrecht-Fräsmaschine, die mit

[1]) Der genannten Firma, die mir ein mehrtägiges genaues Studium ihrer Fabrikation gestattet hat, sei auch an dieser Stelle für ihr Entgegenkommen bestens gedankt.

Fig. 4 Bearbeitung des Lagerkörpers.



2 Spindeln versehen ist. Der eine Stirnfräser bearbeitet die Oelvase, der andre die Schraubennocken. Die Spindel dieses Fräsers beschreibt dem Rundtisch gegenüber die eingezeichnete Bahn, d. h. sie wird zwischen 1 und 2 nach außen gezogen, damit der Fräser nicht an die höher liegenden Nocken *N* anstößt.

4a) und 4b) Teilfuge an den Ober- und Unterteilen fräsen, Fig. 6.

Fig. 6. Fräsen der Seilfugen.

Fig. 7. Anschlagbock.

Fig. 8. Fräsen der Seitenflächen.

Die Werkstücke ruhen auf besondern Spannplatten, wobei die Unterteile mit der Sohlplatte, die Oberteile mit den vorhin gefrästen Schraubennocken aufliegen.

Zum Ausrichten dienen Anschlagböcke nach Fig. 7. Ein Bock wird vor, der andre hinter das Werkstück gestellt und ein Lineal *L* in den für die betreffende Lagergröße bestimmten Ausschnitt gelegt.

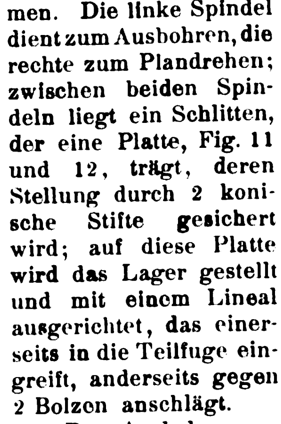
5) Zusammenstellen der Ober- und Unterteile, Fräsen der Seitenflächen, Fig. 8.

6) Bearbeiten (Stoßen) des Schlitzes für den Oelumlauf.

7) Vordrehen und Fertigdrehen (Ausbohren) der Tragflächen und des Randes.

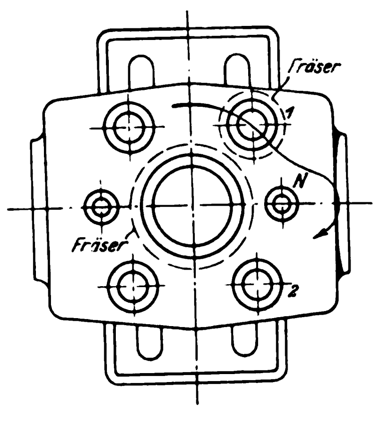
8) Abdrehen der Tragrippen an den Seitenflächen.

Die Arbeiten 7 und 8 werden auf einer zweispindligen Bohrmaschine, Fig. 9 und 10, vorgenom-


men. Die linke Spindel dient zum Ausbohren, die rechte zum Plandrehen; zwischen beiden Spindeln liegt ein Schlitten, der eine Platte, Fig. 11 und 12, trägt, deren Stellung durch 2 konische Stifte gesichert wird; auf diese Platte wird das Lager gestellt und mit einem Lineal ausgerichtet, das einerseits in die Teilfuge eingreift, anderseits gegen 2 Bolzen anschlägt.

Das Ausbohren erfolgt mit einem zweischneidigen Messer; das

Fig. 5. Fräsen der Schraubenangüsse und Oelvasen.



für die Vollendungsarbeit bestimmte Messer wird vorher zwischen Spitzen genau auf Maß rund geschliffen.

Soll Arbeit 8 beginnen, so wird der Schlitten nach rechts verstellt und der richtige Abstand vom Werkzeugträger durch eine Lehre festgelegt. Die Seitenflächen (vergl. Fig. 4) werden mit einem nachstellbaren Werkzeug, Fig. 3 und 14, abgedreht, das aus 2 Messern und einer keilförmigen Einlage besteht. Die schmale Seite dient zum Vordrehen, die breite, genau auf Maß geschliffene zum Fertigschneiden.

Fig. 9 und 10. Zweispindlige Bohrmaschine.

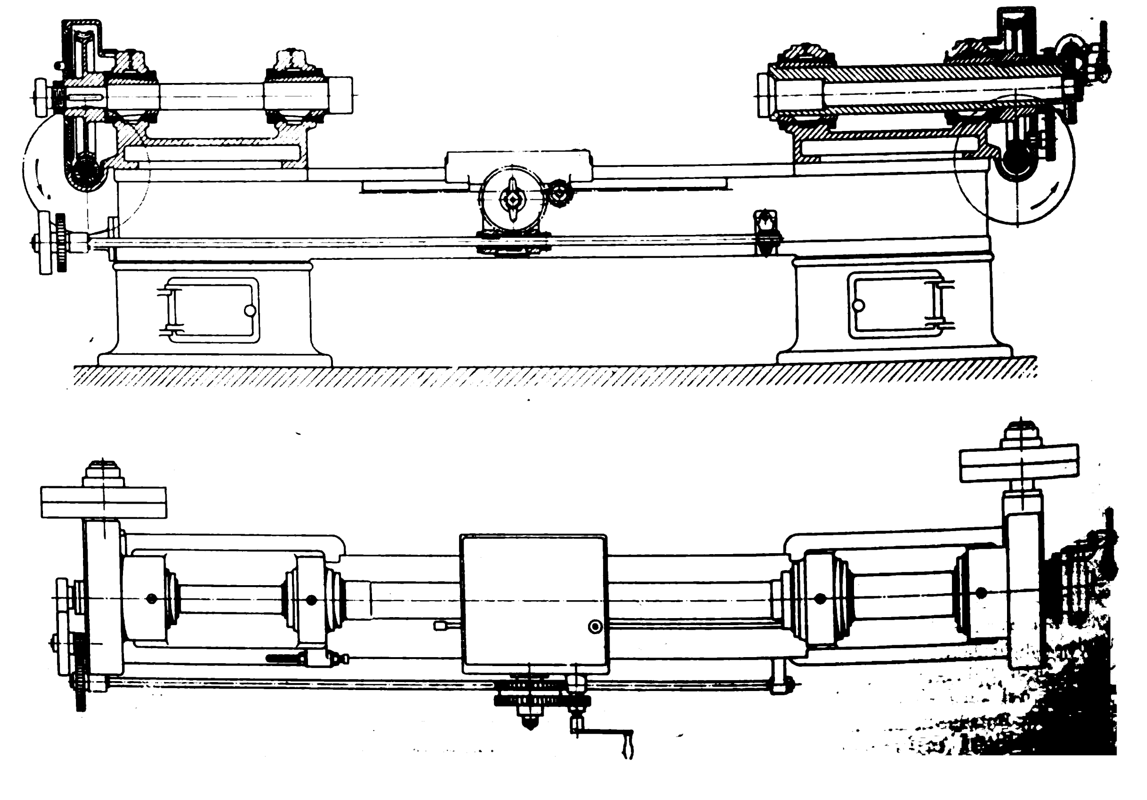
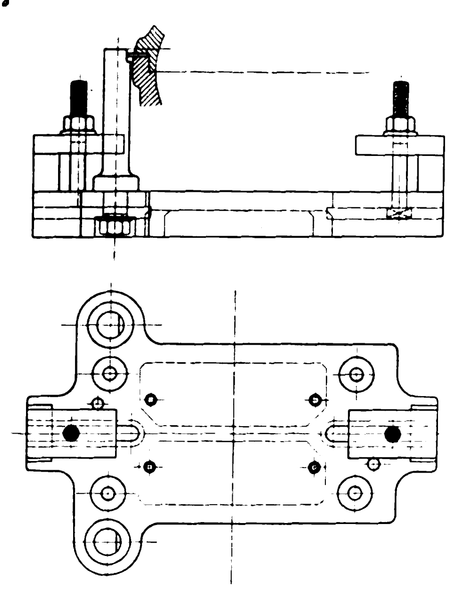
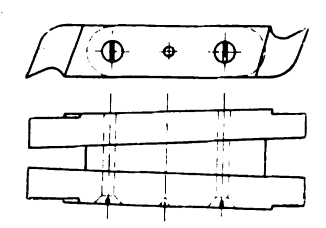


Fig. 11 und 12. Platte zur Aufnahme des Lagers.



Der Werkzeugträger ist exzentrisch in die Bohrspindel eingesetzt; die Bohrspindel selbst liegt exzentrisch in der hohlen Antriebwelle, Fig. 9. Aus Fig. 15 geht die gegenseitige Lage dieser 3 Teile bei Beginn der Arbeit hervor. Wird nun durch ein Schaltgetriebe die Bohrspindel in der Hohlwelle gedreht, so verschiebt sich der Werkzeugträger

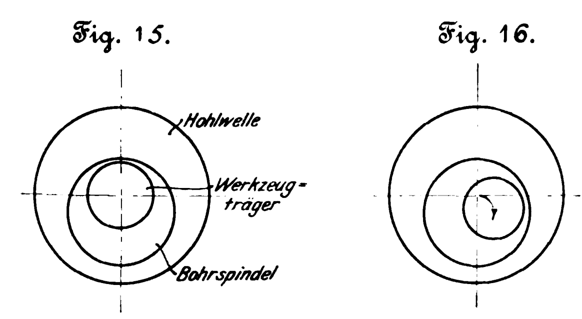
Fig. 13 und 14. Nachstellbarer Drehstahl.



in der aus Fig. 16 ersichtlichen Weise. Die Messerspitze beschreibt eine Spirallinie, die Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück ist ähnlich wie beim Plandrehen.

9) Anfräsen, Versenken und Bohren der Löcher für den Oelablaß, den Oelstand und die Feststellstifte; Gewindeschneiden.

Fig. 15. Fig. 16.



Die Bearbeitung der Schalen geht aus Fig. 17 hervor.

Es sind der Reihe nach folgende Arbeiten vorzunehmen:

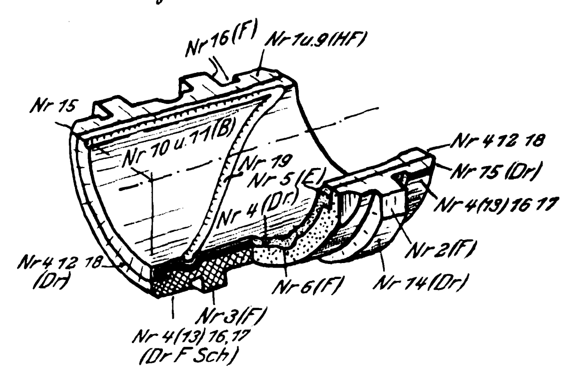
1) Vorhobeln der Teilfuge.

2) und 3) Abfräsen der Bundringe seitlich und oben, wodurch Flächen geschaffen werden, die bei den späteren Arbeiten zum Ausrichten oder Einspannen dienen.

4) Rand *a* und Innenfläche *b* drehen, Schwalbenschwanz *c* einschneiden, dann in gleicher Weise *d* und *e* bearbeiten, Fig. 18.

Diejenigen Schalen, die als Oberschalen dienen sollen, werden auch an den Auflagerflächen bei *f* und *g* vorgedreht. Bei all diesen Arbeiten, die auf einem Senkrecht-Dreh- und

Fig. 17. Bearbeitung der Schalen.



Bohrwerk mit Revolverkopf vorgenommen werden, werden die Schalenhälften durch 4 Backen gehalten, die sich gegen die vorher gefrästen Flächen anlegen.

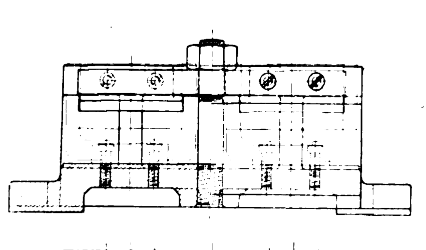
Zum Plandrehen (*a* und *d*) wird nicht der Revolverkopf benutzt, sondern ein zweiter Werkzeugschlitten mit wagerechter Schaltbewegung.

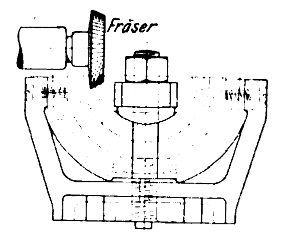
5) Einfräsen eines Schwalbenschwanzes in der Längsrichtung.

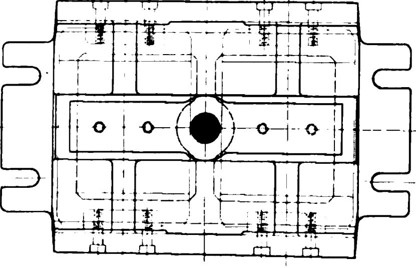
Je 2 Schalenhälften liegen dabei in einer Spannform nach Fig. 19 bis 21. Die gleiche Form wird auch bei Arbeit 9 verwendet. Mit entsprechenden Beilagen

Fig. 18

Fig. 19 bis 21 Spannform für die Schalenhälften.





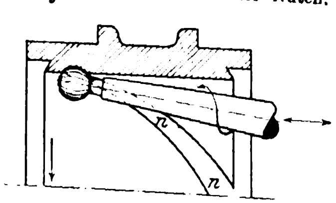


versehen, kann sie für 4 bis 5 Lagergrößen benutzt werden.

6) Nuten *n-n* fräsen, Fig. 22.

Damit das Weißmetall unter den Schmiernuten nicht zu schwach wird, werden die Schalen an den für die Schmiernuten bestimmten Stellen vorher eingefräst. Dies wird mit einem kleinen Fräser ausgeführt, der vor- und zurückgezogen wird, während sich die auf der Planscheibe befestigte Schale langsam dreht.

Fig. 22. Einfräsen der Nuten.



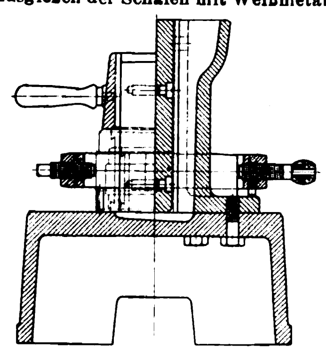
7) In jede Schalenhälfte 3 Löcher bohren und mit Gewinde versehen.

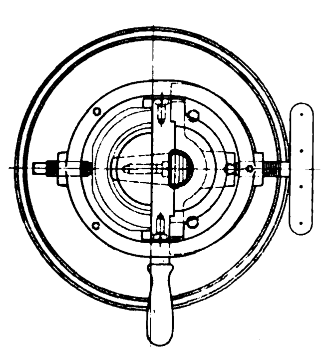
(Diese aus Fig. 1 und 2 ersichtlichen Löcher dienen zum Festhalten des Weißmetalles.)

8) Ausgießen der Schalen mit Weißmetall.

Fig. 23 und 24.

Ausgießen der Schalen mit Weißmetall.





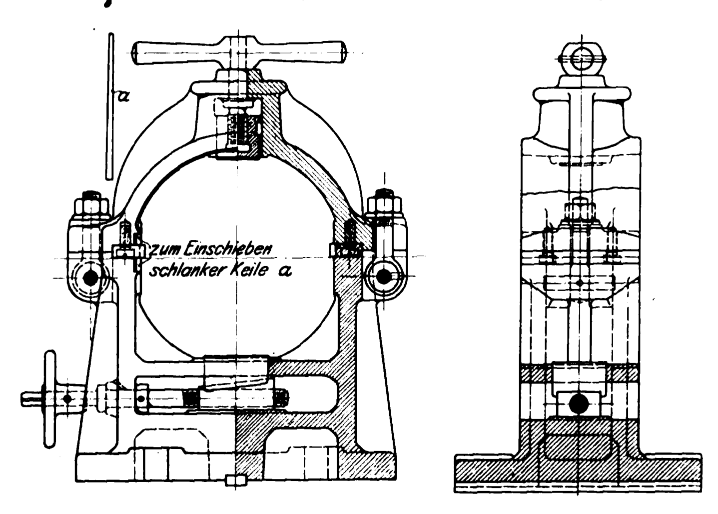
Die Vorrichtung zum Ausgießen zeigen Fig. 23 und 24. Mit Hülfe eines Spannringes wird die Schale gegen eine Platte gedrückt, die auf der einen Seite mit einem Halbzylinder verschraubt ist und sich mit der andern Seite an den Eingußtrichter legt. Ueber der Schale steht noch ein Aufsatzstück.

9) Fräsen der Teilfugen. (Spannform nach Fig. 19 bis 21.)

10) und 11) Vorbohren und Fertigbohren der Schalen.

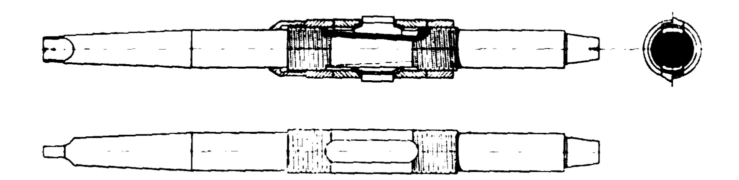
Wie ich bei Arbeit 4 erwähnt habe, werden nur die Oberschalen außen abgedreht. Legt man also eine Ober- und eine Unterschale zusammen, so entsteht an der Teilfuge ein Vorsprung, der nun beim Aufspannen benutzt wird. Die Spannform ergibt sich aus Fig. 25 bis 26. Durch Keilbeilagen sind die Schalen gehindert, seitlich auszuweichen; mit einer Druckschraube und einem Druckkeil werden sie nur ganz leicht zusammengespannt, damit sie nicht unrund gedrückt werden. Da die

Fig. 25 und 26. Spannform beim Vor- und Fertigbohren.



kleinste abnahmefähige Bohrung von der größten um nur ungefähr $^1/_{100}$ mm abweichen darf, müssen Formänderungen, die bei kräftigem Einspannen entstehen könnten, vermieden werden.

Fig. 27 bis 29. Bohrstange zum Fertigbohren.



Das Fertigbohren wird mit einer Bohrstange vorgenommen, die zwei verstellbare Messer trägt, Fig. 27 bis 29. Die eine Stellmutter ist am Umfang mit 20 Teilstrichen versehen. Bei einer Drehung um einen Teilstrich ändert sich der Durchmesser des Schnittkreises um nicht ganz $^1/_{100}$ mm.

12) Abdrehen des Randes.

13) Vordrehen der Außenseite (bei den Unterschalen).

14) Ueberdrehen der Bundringe.

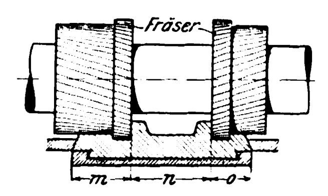
15) Andrehen eines schrägen Randes.

Bei Arbeit 12 und 14 liegen die Schalen auf einer Wagerecht-Planscheibe, bei Arbeit 13 und 15 werden je zwei Schalenhälften über einen Dorn gelegt, durch Spannringe zusammengedrückt und zwischen Spitzen gedreht. Der schräge Rand ist erforderlich, um die Schalen bei Arbeit 16 in der angegebenen Weise einspannen zu können.

16) Fräsen der Auflagerflächen und der Bundbreite, Fig. 30.

Fig. 30.

Fräsen der Auflagerfläche und Bundbreite.



Die Schalen werden über einen Dorn gelegt und durch konisch unterdrehte Ringe auf ähnliche Art festgehalten wie die Messer in Fig. 27 bis 29.

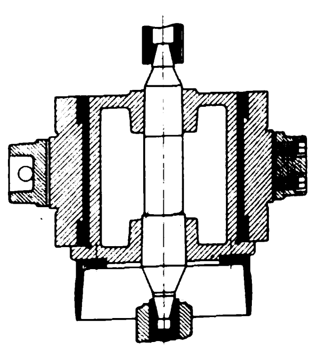
Bei dieser Einspannung können die Fräser kleine Durchmesser erhalten, während bei Spannvorrichtungen, die außen um die Schalen greifen, große und kostspielige Fräser erforderlich wären.

17) Schleifen der vorgefrästen Auflagerflächen.

Das Werkstück, dessen Einspannung Fig. 31 zeigt, führt eine Drehbewegung und eine hin- und hergehende Bewegung aus; der Schleifscheibe kommt außer der Drehbewegung die Schaltbewegung zu.

Fig. 31.

Einspannung für das Schleifen.



Der Antrieb dieser Schaltung (Zustellung) geht von einem schwingenden Sperrdaumen aus. Das zugehörige Sperrad hat 496 Zähne und übersetzt im Verhältnis 1 : 4 auf eine Spindel von 4 mm Steigung, die den Schleifbock vorschiebt. Wird das Sperrrad um einen Zahn gedreht, so bewegt sich die Schleifscheibe um $^1/_{496}$ mm gegen das Arbeitstück.

Um das Messen während des Schleifens zu vermeiden und die erwünschte hohe Genauigkeit[1]) selbsttätig zu erzielen, ist folgende Vorrichtung angebracht:

Ein zweiarmiger Hebel, Fig. 32 und 33, trägt an einem Ende ein Gegengewicht, am andern Ende eine kleine Rolle. Das erste Schalenpaar eines Satzes wird nun genau auf Maß geschliffen und die Rolle dann so eingestellt, daß sie an der geschliffenen Fläche gerade vorbeischwingen kann. Wird das nächste Schalenpaar aufgespannt, so nimmt der Hebel zunächst eine schräge Lage ein, bis der gewünschte Durchmesser erreicht ist und die Rolle durchschwingen kann. Das rechte Ende des Hebels schließt dabei einen elektrischen Kontakt, worauf ein Elektromagnet den erwähnten Sperrdaumen aushebt und dadurch die Schaltung der Schleifscheibe gegen das Arbeitstück abstellt.

18) Vor- und Nachdrehen des Schalenrandes.

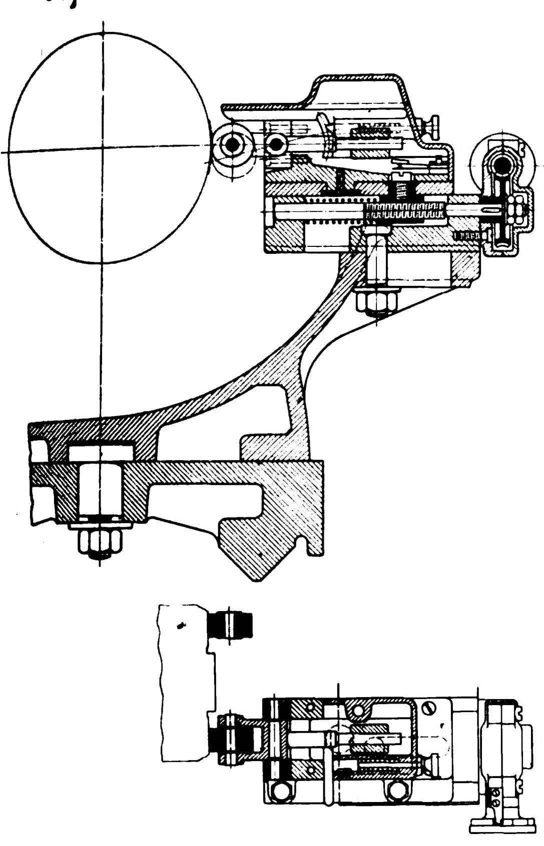
Durch Arbeit 16 wurde das Maß n festgelegt, Fig. 30; nunmehr erhalten die Entfernungen m und o die genaue Länge.

19) Schmiernuten einfräsen, Fig. 34.

Zum Ausarbeiten der Nuten, das in der Reihenfolge der Zahlen, Fig. 34, vor sich geht, dient ein kleines Messer, das am Ende einer raschlaufenden Spindel sitzt. Diese Spindel wird selbsttätig vor- und zurückbewegt. Beim Einschneiden der geraden Nuten steht die Schale still, beim Schneiden der

[1]) Die Rachenlehre, die zum Nachmessen der geschliffenen Teile dient, ist an ihrer weiten Seite um $^2/_{100}$ mm weiter als an der engen, so daß der kleinste abnahmefähige Durchmesser vom größten um höchstens $^1/_{100}$ mm verschieden sein kann. Dadurch ist völlige Austauschbarkeit gesichert. Eine Unterschale, deren Auswechslung erforderlich sein sollte, kann unter der abgestützten Welle herausgedreht und ohne weiteres durch eine neue ersetzt werden.

Fig. 32 und 33. Taster für das Schleifmaß.



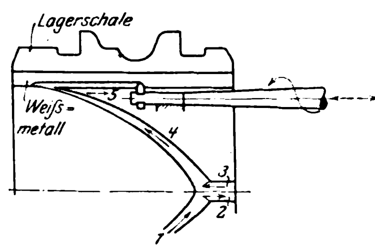
Nuten 1 und 4 wird sie langsam gedreht. Die Schalen liegen dabei in einer Spannform, die an der Planscheibe befestigt ist. (Auch diese Maschine ist, wie die meisten der erwähnten Sondermaschinen, nach Angaben des Oberingenieurs Ensrud gebaut.)

20) Bohren des Oelloches und des Stiftloches zum Feststellen der Oberschale.

21) Einfräsen der Oelabflußnuten in die Unterschale.

Fig. 34.

Einfräsen der Schmiernuten.

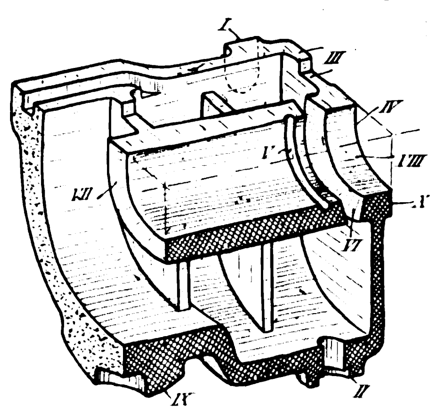


Die Bearbeitung der Schalen mit Kugelbewegung möge kürzer angegeben werden. Sie beginnt mit dem Fräsen des Oelaufsatzes, der seitlichen Warzen (I), Fig. 35, und der Angüsse für die Oelablaßschrauben (II). Damit sind oben, unten und seitlich ebene Flächen geschaffen, die bei allen späteren Arbeiten zum Aufspannen und Ausrichten dienen.

Nun folgt das Vor- und Fertigfräsen der Teilfuge (III) und das Anfräsen des Schalenrandes (IV), um den Fräser, der zum Vorbohren dient, zu schonen. Nach dem Vorbohren werden die Schalen — jede Hälfte für sich — bei V und VI eingeschnitten und bei VII und X abgefräst. Dann wird das Fertigbohren vorgenommen (wobei 2 Werkzeuge arbeiten, ein Fräser und eine verstellbare Reibahle), darauf das Abfräsen der Oelabstreifrippe (Oberschale), das Erweitern des äußeren Randes (VIII), das Andrehen der Kugeln (IX), das Einstoßen einer Oelabtropfnut in die Unterschale, das Bohren der Schmierlöcher in die Oberschale und endlich das Bohren und Gewindeschneiden für die Oelablaßschrauben.

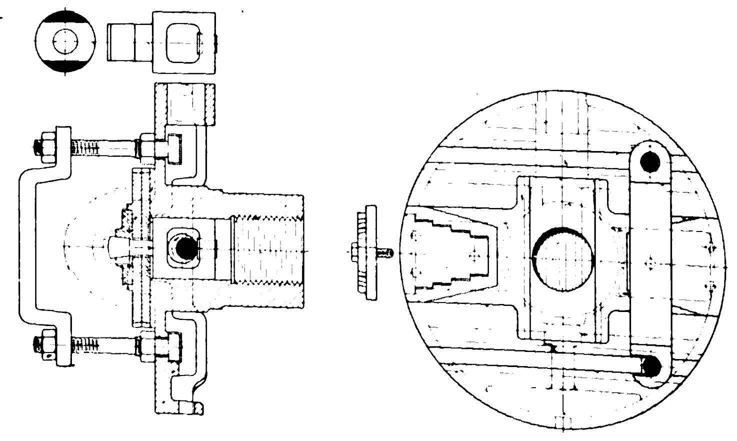
Beim Andrehen der Kugeln werden die Schalen auf eine Planscheibe, Fig. 36 und 37, gespannt, die mit stufenförmigen Anschlagplatten für je vier Schalengrößen versehen ist. Das eigentliche Zentrieren bewirken 2 Backen, die sich gegen die Innenseite der Schale anlegen und durch einen Keil auseinander gepreßt werden[1]).

Fig. 35. Bearbeitung einer Schale mit Kugelbewegung.



Wie aus dem bisher Gesagten hervorgeht, gehört zu jeder einzelnen Arbeit eine besondere Spannvorrichtung, die, mit Einlagen versehen, meist für 3 oder 4 aufeinander folgende Lagergrößen benutzt werden kann. Ebenso gehört zu jeder Lagergröße und jeder Arbeit ein Satz von Werkzeugen und Meßgeräten, der dem Arbeiter in einem verschließbaren Kasten übergeben wird und ordnungsmäßig wieder abzuliefern ist. Zum Nachmessen der Lehren, deren zulässige Abnutzung in vielen Fällen nur $^3/_{1000}$ mm beträgt, dienen Meßklötze, Kontrollmeßscheiben, Kontrollehren und eine Meßmaschine von J. E. Reinecker. Die für jede Arbeit festgesetzte Genauigkeit wird durch die Art der Maschinen, der Werkzeuge, der Spannformen usw. nahezu zwangläufig herbeigeführt; sie ist von der Geschicklichkeit des Arbeiters fast unabhängig.

Fig. 36 und 37. Aufspann-Planscheibe.



Die Vollendungswerkzeuge sind meist auf genaues Maß geschliffen und bedingen entsprechende Vorarbeit. Die Werkzeuge, namentlich die Fräser, sind mit Gattungszeichen, Größenzeichen und fortlaufenden Nummern versehen. Dadurch wird die Uebersicht, die Kontrolle und die Verrechnung der Werkzeugkosten, die gleich den Maschinen- und Lohnkosten für jede Arbeit besonders festgestellt werden, wesentlich erleichtert.

[1]) Eine ähnliche Einspannvorrichtung wird bei den Weißmetallschalen für die Arbeiten Nr. 2 und 3 benutzt.

Die Straßenbrücke über den Rhein zwischen Ruhrort und Homberg.

Von **W. Dietz** in München.

(hierzu Tafel 5, 9 bis 11 und Textblatt 6, 8 und 13)

(Schluß von S. 941)

VI. Statische Untersuchungen.

1) Zulässige Beanspruchung.

a) Fahrbahnteile. Die Querschnitte wurden bemessen für die Wirkung aus Eigengewicht + Verkehrslast mit $\sigma = 90$ t/qdm (900 at), oder aus Eigenlast + 1,4fache Verkehrslast mit $\sigma = 115$ t/qdm.

b) Hauptträgerteile. Eigengewicht + 1,2fache Verkehrslast mit $\sigma = 115$ t/qdm, oder Eigengewicht + 1,2fache Verkehrslast + Winddruck mit $\sigma = 145$ t/qdm.

c) Windverspannungsteile. Hierfür durfte $\sigma = 125$ t/qdm nicht überschritten werden.

d) Spannungswechsel; Knicksicherheit; Befestigungsmittel. Für Glieder, die infolge der Wirkung des Eigengewichtes und der Verkehrslast abwechselnd auf Zug oder Druck beansprucht werden, war $\sigma = 115$ t/qdm zulässig und die maßgebende Grenzkraft ^{g}S hierbei aus den Grenzspannungen nach der Formel $^{g}S = \max S + {}^{1}/_{2} \min S$ zu bestimmen, wobei $^{1}/_{2} \min S$ nicht algebraisch, sondern bloß dem Zahlenwert nach einzusetzen war. Knickstäbe mußten nach der Eulerschen Formel eine mindestens 5fache Sicherheit aufweisen. Als nutzbare Flächen der Niete wurden 0,9 der vollen Nietflächen und der Leibungsdruck doppelt so groß wie die Scherbeanspruchung zugelassen.

2) Die Berechnung der Hauptträger

wurde mit größter Sorgfalt unter genauer Ermittlung des auf jeden einzelnen Knotenpunkt entfallenden Eigengewichtes, sowie mit Beachtung der für jeden einzelnen Stab maßgebenden, mittels Einflußlinien ermittelten ungünstigsten Belastungsweise durchgeführt.

a) Belastungen.

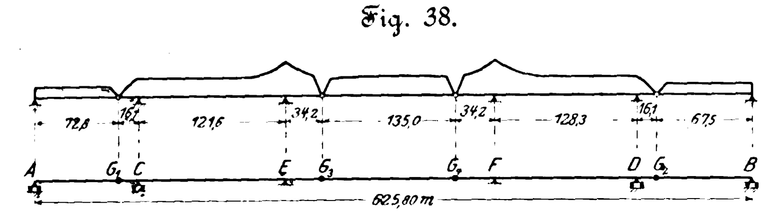
α) Eigengewicht der vollständigen Brückentafel samt deren Eisengewicht: 5,70 t/m bei Steinpflaster und 5,02 t/m bei Holzpflaster (Textfig. 11), wobei die Grenzen des Holz- bezw. Steinpflasters aus Taf. 5, Fig. 1, entnommen werden können. Hierzu kommt noch das Eisengewicht der Hauptträger, das für die beiden Außenträger mit 2,10 t/m und für den Mittelträger mit 3,78 t pro m und Tragwand ermittelt wurde. Bei den Kragträgern waren auf Grund von Vorberechnungen die einzelnen Stabgewichte bestimmt und in den einzelnen Knotenpunkten als konzentrierte Lasten angebracht worden.

β) Verkehrslast. Bei gleichmäßiger Last von 400 kg/qm (Menschengedränge) ergibt sich als ungünstigste Belastung: Vollbelastung der Fahrbahntafel und Belastung nur eines der beiden Fußwege; hieraus $0{,}40 \cdot \frac{(11{,}30 + 2{,}45)\,6{,}875}{11{,}30} = 3{,}35$ t pro m (Textfig. 10) und Tragwand.

γ) Windwirkung. Der Winddruck war mit 150 kg/qm der wirklich getroffenen Fläche bei belasteter, und mit 250 kg/qm bei unbelasteter Brücke in Rechnung zu stellen.

δ) Wärmeschwankungen von ± 30° C waren zu berücksichtigen.

Fig. 38.



b) Auflager. Mit vorstehenden Belastungen ergaben sich folgende Größtwerte der Lager- bezw. Gelenkdrücke für eine Tragwand (Textfig. 38) in t, und zwar für:

Eigengewicht: $^{0}A = {}^{0}G_1 = 283{,}9$; $^{0}G_3 = {}^{0}G_4 = 594{,}0$; $^{0}F = 1646{,}0$; $^{0}D = 756{,}8$.

Verkehrslast: $'A = {}'G_1 = 121{,}9$; $'G_3 = {}'G_4 = 226{,}1$; $'F = 632{,}9$; $'D = 399{,}3$; sowie $'D = -76{,}5$ und $'F = -18{,}2$ t.

Dafür sind die Rollstühle in den Endpfeilern, die Stelzenstühle (Taf. 11, Fig. 1 und 2), an den Landpfeilern C und D (Textfig. 38) und die festen Stühle (Textfig. 10 und 23), über den Strompfeiler E und F bemessen worden.

c) Gurtungen und Schrägstäbe. Die Stabspannungen dieser Teile sowie auch die erforderlichen Belastungsscheiden wurden analytisch berechnet.

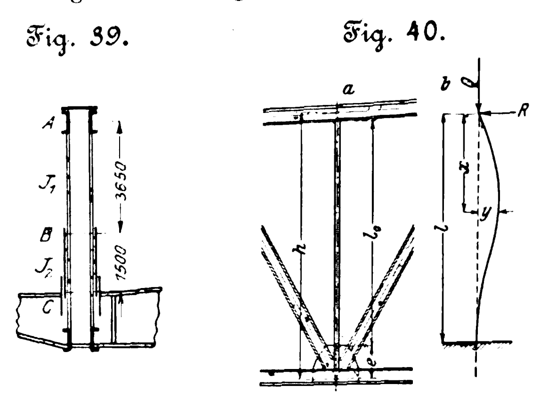
Der Untergurtstab U_9 des Mittelträgers hat mit 20,156 qdm (Zahlentafel 1, S. 893) die größte Querschnittfläche aller Hauptträgerstäbe. Die größte Stabquerschnittfläche der weitestgespannten Brücke der Welt von 548,63 m Stützweite beträgt 54,32 qdm.[1]

d) Pfosten. Weil bloß die beiden Seitenträger sowie der Mittelträger obere Windverspannungen besitzen, sind 2 Gruppen von Pfosten zu unterscheiden: Pfosten in den

α) Außenträgern. Da sie oben offen sind (Taf. 5, Fig. 3), müssen die Pfosten den auf die obere Gurtung und die Hälfte der Ausfüllstäbe entfallenden Winddruck von je 1,27 t aufnehmen und in die untere Verspannung (Taf. 5, Fig. 2) hinableiten sowie ferner auch die Quersteifigkeit der oberen Hauptträgergurtung gewährleisten.

Nach Engesser[2]) bestimmt sich der Sicherheitsgrad des mit $S = 1157$ t gedrückten Obergurtes (Textfig. 39) gegen seitliches Ausknicken aus $\nu = \frac{E}{S h} \sqrt{\frac{12 J_g J_v}{a h}}$. Hierin ist $E = 220000$ t/qdm, a = Fachweite = 72,8 dm, $h = 51{,}50$ dm, $J_g = 66{,}679$ dm⁴ das mittlere Trägheitsmoment der Obergurte beider anschließenden Fache sowie J_v das für die ganze Pfostenhöhe AC unveränderlich und entsprechend mit $J_v = 6{,}938$ dm⁴ gefundene Trägheitsmoment.

Fig. 39. Fig. 40.



β) Zwischenpfosten in den Kragträgern und dem Mittelträger (Textfig. 40). Durch die feste Vernietung der Pfosten an den unteren Knotenpunkten (Tafel 9, Fig. 2b) wird eine erhebliche Verkürzung der freien Knicklänge und zugleich eine untere Einspannung erzielt. Der Stab darf wenigstens oben als geführt betrachtet werden, wenn man von der geringen Einspannung durch die Vernietung mit dem Hauptträgerobergurt absieht. Deshalb konnte der in Textfig. 40b dargestellte Verlauf der elastischen Linie im Augenblick des Ausknickens vorausgesetzt und dafür die Knicksicherheit bestimmt werden.

γ) Anschlußpfosten des linken Kragträgers (Taf. 10). Außer der reinen Längsdruckkraft von 865,3 t (Textfig. 41a) erhält der Pfosten bei Schrägstellung des Pendels infolge einzelner Belastungsfälle bezw. Wärmeänderungen auch Biegungsspannungen. Bei ständiger Last allein wirkt der Gelenkbolzendruck nahezu in der Längsachse. Bei Vollbelastung der Brücke kann eine Schrägstellung des Pendels eintreten, die am unteren Knotenpunkt (22) rd. ± 24 mm beträgt. Wärmeänderungen von ± 30° C

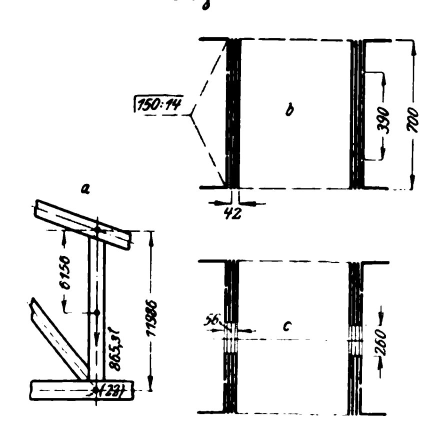
[1]) Z. 1907 S. 718.

[2]) Engesser, Zentralblatt der Bauverwaltung 1884 S. 415 und 1885 S. 71.



rufen durch Längenänderungen der unteren Gurtungen des Krag- und des Mittelträgers eine Längenänderung von $\pm 0{,}000012 \cdot 30(34200 + 67500) = \pm 36{,}6$ mm hervor. Die Tangente des Neigungswinkels für die Ausschläge durch Verkehrslast und Wärmeänderung beträgt $\frac{24{,}0 + 36{,}6}{4000} = 0{,}01515$, woraus sich die wagerechte Seitenkraft von $865{,}3 \times 0{,}01515 = 13{,}11$ t und die Biegungsmomente (Textfig. 41) $''\mathfrak{M} = 155{,}4$ tdm

Fig. 41.



aus den Verkehrslasten sowie $'\mathfrak{M} = 237{,}1$ tdm aus der Wärmeschwankung ergeben. Mit der Querschnittfläche 8,574 qdm und dem Widerstandsmoment $\mathfrak{W} = 11{,}676$ dm³ (Textfig. 41b) ergibt sich als Gesamtbeanspruchung $\sigma = 100{,}9 + 33{,}6 = 134{,}5$ t/qdm.

Eine größere Annäherung an den wirklichen Wert der Biegungsmomente wird bei Berücksichtigung der Einspannung des Pfostens im unteren Knotenpunkt (22) erzielt. Das Moment an der Einspannstelle wird

$$\mathfrak{M} = \frac{61{,}6 \times 58{,}3\,(2 \times 61{,}6 + 58{,}3)}{2 \times 119{,}9^2} P = 22{,}67\,P$$

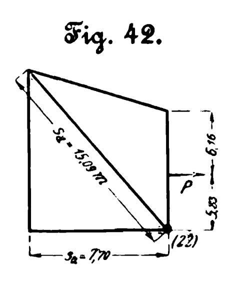
(Textfig. 42 und Hütte 1905 I S. 414), das sich auf den anschließenden Untergurt- und Schrägstab im Verhältnis ihrer Steifigkeitsziffern $i = \frac{J}{s}$ verteilen möge.

Hieraus ergibt sich schließlich als Gesamtbeanspruchung $\sigma = 126{,}7$ t/qdm.

e) Gelenkpunkte.

α) Gelenke am Knotenpunkt (10, 0) der linken Außenöffnung. (*G*, Taf. 5, Fig. 1 und Textfig. 9) Einer genauen Untersuchung wurden insbesondere die auf zusammengesetzte Festigkeit beanspruchten Befestigungsniete des End-, Gurt und Schrägstabes der Kragträger in der aus Textfig. 43 und 44 ersichtlichen Weise unterzogen.

Fig. 42.



f) Pendelgelenk im Endpfosten des linken Kragträgers (*PG*, Taf. 5 Fig. 1 und Taf. 9 Fig. 4 und 6).

α) Pendel. Die zulässige Beanspruchung des Pendels aus geschmiedetem Stahl war mit 125 t/qdm festgesetzt. Für die Bemessung der Stabaugen, Textfig. 45, waren die neueren Anschauungen der Amerikaner[1]) über die Mindestabmessungen der Rißflächen $a - a$ und $b - b$ maßgebend.

Die unter III. 2) b) β) gebrachte Angabe über Bolzen- und Bohrungsdurchmesser ist dahin richtig zu stellen, daß schließlich doch Bolzen- und Bohrungsdurchmesser gleich gemacht, dafür aber die Pendellänge von 2,5 auf 4,0 m (Tafel 10, Fig. 6) vergrößert wurde.

β) Lagerung des unteren Gelenkbolzens im Knotenblech des Mittelträgers (Textfig. 46 und Taf. 9 Fig. 4 und 5). Durch die Schrägstellung des Pendels werden in den beiden an das Knotenblech festgenieteten Stäben D_1 und U_1, Textfig. 46b, Biegungsmomente hervorgerufen, die sich in folgender Weise angenähert bestimmen lassen. Das größte Moment beträgt $\mathfrak{M} = 13{,}11 \times 18{,}15 = 237{,}9$ tdm, das sich auf die beiden Stäbe U_1 und D_1 im Verhältnis ihrer Steifigkeitsfestwerte $i = \frac{J}{s}$ verteilt. Bezeichnet σ_h die Beanspruchungen, welche durch die Haupt- (Längs-) spannungen

Fig. 43 und 44. Gelenk bei Knotenpunkt (0). Linker Kragträger.

Fig. 43.

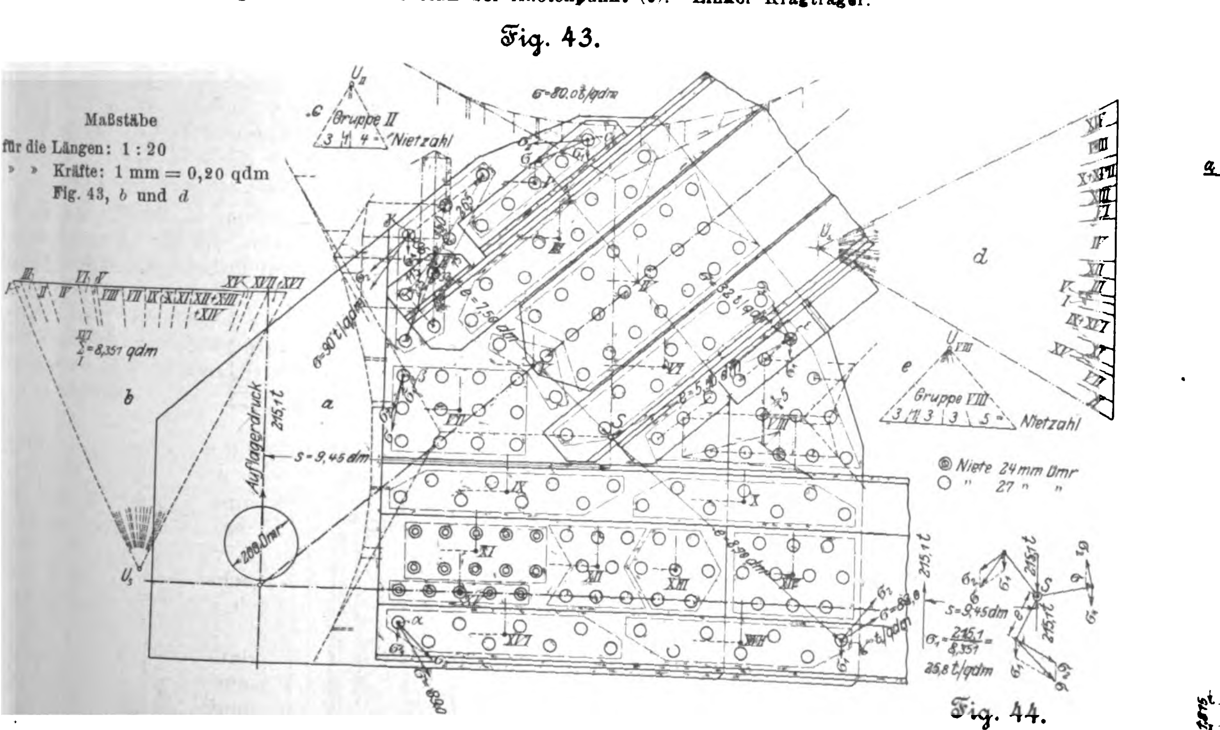


Fig. 45.

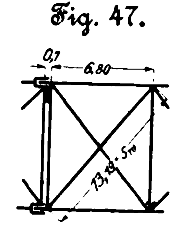
Fig. 46.

hervorgerufen werden, σ_z die Zusatzspannungen infolge der Momente $\mathfrak{M}_D$ und $\mathfrak{M}_u$, so findet sich schließlich für den Schrägstab als Zusatzspannung $\sigma_z = 8{,}3$ t/qdm und, weil für die Hauptspannung $\sigma = 115{,}0$ t/qdm gefunden worden war, als Gesamtspannung $\sigma = 123{,}3$ t/qdm.

γ) Nebenspannungen infolge des exzentrischen Anschlusses der Windverspannung am Untergurt des Endfaches des Mittelträgers (Taf. 9 Fig. 7). Vom

[1]) Cooper, General specifications for steel highway and electric railway bridges and viaducts, New York 1901, S. 16.

Fig. 47.



wagerechten Winddruck treffen auf jeden der beiden Knotenpunkte (0) des Mittelträgers 32,2 t, wodurch bei 7,0 dm Exzentrizität, Textfig. 47, das Moment $\mathfrak{M} = 32{,}2 \times 7 = 225{,}4$ tdm hervorgerufen wird, das sich nach Engesser[1]) im Verhältnis $\mathfrak{M}_g = \mathfrak{M}\,\frac{i_g}{i_u + 3\,i_w}$ und $\mathfrak{M}_w = \mathfrak{M}\,\frac{3\,i_w}{i_u + 3\,i_w}$ auf den Untergurt und die Windstrebe verteilt.

3) Die Berechnung der Pylonen

wurde vollständig je für die beiden kleinen Pylonen II und V sowie die beiden großen III und IV durchgeführt trotz des verhältnismäßig nicht erheblichen Unterschiedes beider je einer Hauptgruppe angehörenden Pylonen. Im Nachstehenden mögen bloß die Rechnungsgrundlagen gegeben werden.

a) Kleine Pylone (II) (Taf. 5 Fig. 1 und Taf. 11). Zur Berechnung der im ganzen Stabgebilde auftretenden Kräfte wird das Ausfüllsystem vom äußeren Rahmenwerk getrennt und letzteres als Grundgebilde in die Rechnung eingeführt; ferner zu deren Vereinfachung die Annahme gemacht, es seien die in einem Fache befindlichen Schrägstäbe, Textfig. 48, gleich stark, aber im entgegengesetzten Sinne beansprucht. Dann läßt sich die aus Textfig. 48 ersichtliche Wahl der vier statisch nicht bestimmbaren Größen X_a bis X_d treffen, wofür sich nach Müller-Breslau[2]) unmittelbar die Gleichungsfolge

$$\left.\begin{aligned}
\delta_a &= \Sigma P_m\,\delta_{ma} - X_a\,\delta_{aa} - X_b\,\delta_{ab} - X_c\,\delta_{ac} - X_d\,\delta_{ad}\\
\delta_b &= \Sigma P_m\,\delta_{mb} - X_a\,\delta_{ab} - X_b\,\delta_{bb} - X_c\,\delta_{bc} - X_d\,\delta_{bd}\\
\delta_c &= \Sigma P_m\,\delta_{mc} - X_a\,\delta_{ac} - X_b\,\delta_{bc} - X_c\,\delta_{cc} - X_d\,\delta_{cd}\\
\delta_d &= \Sigma P_m\,\delta_{md} - X_a\,\delta_{ad} - X_b\,\delta_{bd} - X_d\,\delta_{cd} - X_d\,\delta_{dd}
\end{aligned}\right\}\quad(1)$$

niederschreiben läßt, wobei allgemein

$$\delta_{ik} = \int \frac{\mathfrak{M}_i\,\mathfrak{M}_k}{E\,J}\,d\,s + \int \frac{N_i\,N_k}{E\,F}\,d\,s + \Sigma\,\frac{S_i\,S_k}{E\,F}\,s \quad . \quad (2).$$

Fig. 48.

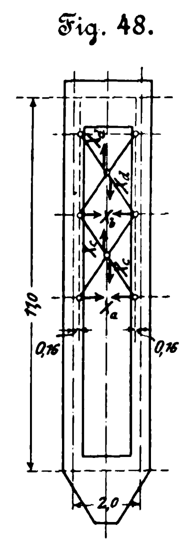
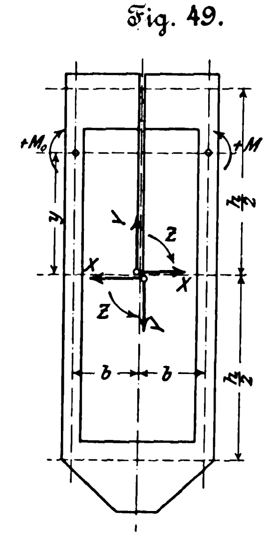


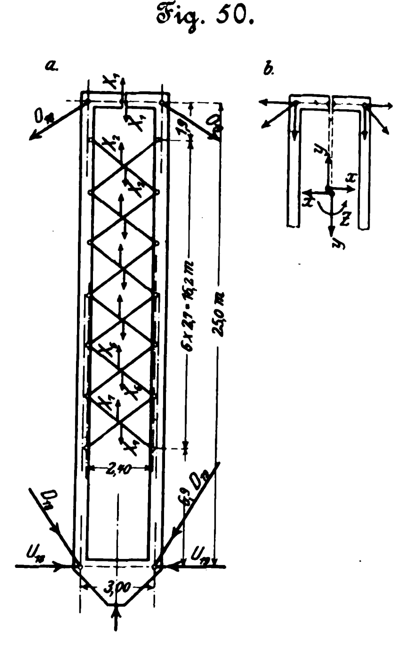
Fig. 49.



Die Momente $\mathfrak{M}$ und die Längskräfte N beziehen sich hierbei auf den dreifach statisch unbestimmten äußeren Rahmen und können in folgender Weise ermittelt werden. An der Schnittstelle des oben durchschnittenen Rahmens, Textfig. 49 werden mittels starrer Stäbe die Kräfte X und Y sowie das Moment Z wirkend gedacht. Nimmt man für die wagerechten Stäbe $F = J = \infty$ an, so kommen nur noch die Formänderungen der beiden Pfosten in Betracht. Auf dieser Grundlage wurde die Berechnung der beiden kleinen Pylonen vollständig durchgeführt. Sie soll auch nicht einmal teilweise wiedergegeben werden, dafür aber gleich auf die Grundlagen zur Berechnung der

b) Großen Pylone (III), Textfig. 10, eingegangen werden, bei welcher die folgenden Endergebnisse der Untersuchung der kleinen Pylone II sehr nutzbringend Verwendung finden konnten. Es hatte sich nämlich gezeigt, daß alle wagerechten Zwischenstäbe spannungslos werden, sobald die Formänderung des obersten Querrahmenstabes vernachlässigt wird; ferner, daß für den ausfüllungsfreien Rahmen, Textfig. 49, bei den in Betracht kommenden äußeren Kräften das Moment Z verschwindet, wenn die wagerechte Kraft X in die Achse des obersten Querstabes verlegt wird, und daß X selbst gleich wird dem arithmetischen Mittel aus den wagerechten Teilkräften der angreifenden äußeren Kräfte. Es bleibt also

Fig. 50.



im ausfüllungsfreien Rahmen als einzige Unbekannte Y übrig. Weil ferner bezüglich der Formänderungsarbeit der wagerechten Querstäbe die gleiche Annahme wie bei der kleinen Pylone II zulässig erschien, verminderte sich die Zahl der statisch nicht bestimmbaren Größen auf 7, deren Art und Richtung aus Textfig. 50a ersichtlich ist, so daß sich im Anschluß an Gl. (1) die erforderlichen sieben

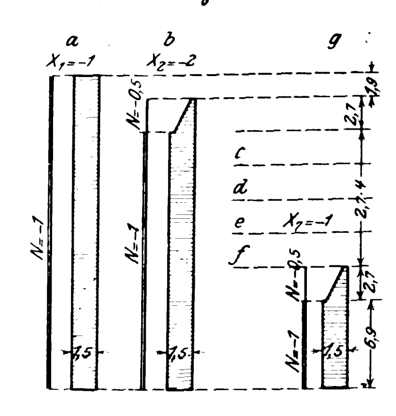
allgemeinen Elastizitätsgleichungen

$$\left.\begin{aligned}
\Sigma P_m\,\delta_{m_1} &= X_1\,\delta_{11} + X_2\,\delta_{12} + X_3\,\delta_{13} + X_4\,\delta_{14}\\
&\quad + X_5\,\delta_{15} + X_6\,\delta_{16} + X_7\,\delta_{17}\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_2} &= X_2\,\delta_{12} + X_2\,\delta_{22} + X_3\,\delta_{23} + X_4\,\delta_{24}\\
&\quad + X_5\,\delta_{25} + X_6\,\delta_{26} + X_7\,\delta_{27}\\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_6} &= X_1\,\delta_{16} + X_2\,\delta_{26} + X_3\,\delta_{36} + X_4\,\delta_{46}\\
&\quad + X_5\,\delta_{56} + X_6\,\delta_{66} + X_7\,\delta_{67}\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_7} &+ X_1\,\delta_{17} + X_2\,\delta_{27} + X_3\,\delta_{37} + X_4\,\delta_{47}\\
&\quad + X_5\,\delta_{57} + X_6\,\delta_{67} + X_7\,\delta_{77}
\end{aligned}\right\}\quad(3)$$

aus der Gleichungsfolge (3) ergeben, in der für die δ_{ik} die frühere Gleichung (2) gültig bleibt, die für unveränderliches Trägheitsmoment J und unveränderliche Querschnittflächen F und F_s übergeht in:

$$E\,J\,\delta_{ik} = \int \mathfrak{M}_i\,\mathfrak{M}_k\,d\,s + \frac{J}{F}\int N_i\,N_k\,d\,s + \frac{J}{F_s}\,\Sigma\,S_i\,S_k\,s \quad (4).$$

Fig. 51.



Textfig. 51a bis f stellt die Längskräfte N und die Momente $\mathfrak{M}$ für die 7 Belastungsfälle $X = -1$ dar, wobei sich die wagerecht schraffierten Momentenflächen auf den linken Pfosten beziehen, während sich für den rechten bloß die Vorzeichen umkehren.

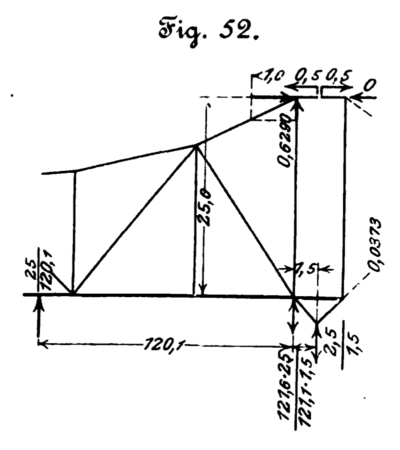
α) Belastungsfall I. Wagerechte Teilkraft von $O_{18} = 1$. Textfig. 52 zeigt das hierdurch hervorgerufene

[1]) Engesser, Zusatzkräfte und Nebenspannungen 1893 II S. 101.

[2]) Müller-Breslau, Graphische Statik der Baukonstruktionen 1903 II 1 S. 147.

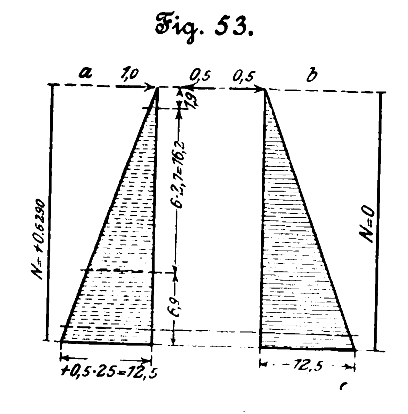
Kräftespiel sowie Textfig. 53a die im linken, Textfig. 53b die im rechten Pfosten auftretenden Längskräfte bezw. Biegungsmomente. Nun lassen sich die Formänderungsgrößen $P_m\,\delta_{mx}$ berechnen.

Fig. 52.



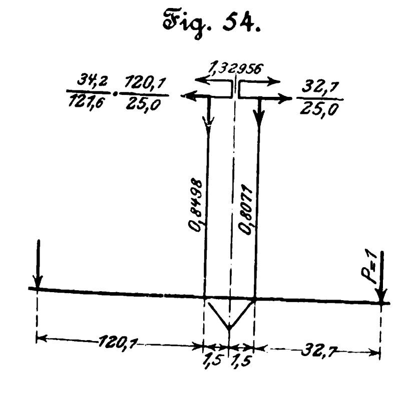
β) Belastungsfall II. Lotrechte Einzellast $P = 1{,}00$ am Gelenkpunkt G_3, Textfig. 38 und 54. Die Größen $\int \mathfrak{M}_0\,\mathfrak{M}_x\,ds$ wurden aus den für Belastungsfall I berechneten Werten mittels Multiplikatoren hergeleitet; desgleichen auch die Größen $\int N_0\,N_x\,ds$, woraus sich die Formänderungsgrößen $x_i = E\,J\,P_m\,\delta_m$ ergaben.

Fig. 53.



γ) Belastungsfall III. Lotrechte Einzellast $P = 1{,}00$ am Knotenpunkt (20). Die Lösung stimmt mit dem Vorhergehenden überein, wenn man in Textfig. 54 statt des rechten Hebelarmes, 34,2 m den entsprechend kleineren, 18,5 m einführt.

Fig. 54.



δ) Auflösung der Elastizitätsgleichungen (3). Infolge der Gleichheit der Werte $\delta_{1i} = \delta_{2i} = \delta_{3i} = \ldots . \delta_{(i-1)i}$ geht die Gleichungsfolge (3) über in:

$$\left.\begin{aligned}
\Sigma P_m\,\delta_{m_1} &= X_1\,\delta_{11} + X_2\,\delta_{12} + X_3\,\delta_{13} + X_4\,\delta_{14}\\
&\quad + X_5\,\delta_{15} + X_6\,\delta_{16} + X_7\,\delta_{17}\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_2} &= X_1\,\delta_{12} + X_2\,\delta_{22} + X_3\,\delta_{13} + X_4\,\delta_{14}\\
&\quad + X_5\,\delta_{15} + X_6\,\delta_{16} + X_7\,\delta_{17}\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_3} &= X_1\,\delta_{13} + X_2\,\delta_{13} + X_3\,\delta_{33} + X_4\,\delta_{14}\\
&\quad + X_5\,\delta_{15} + X_6\,\delta_{16} + X_7\,\delta_{17}\\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_6} &= X_1\,\delta_{16} + X_2\,\delta_{16} + X_2\,\delta_{16} + X_4\,\delta_{16}\\
&\quad + X_5\,\delta_{16} + X_6\,\delta_{66} + X_7\,\delta_{17}\\
\Sigma P_m\,\delta_{m_7} &= X_1\,\delta_{17} + X_2\,\delta_{17} + X_3\,\delta_{17} + X_4\,\delta_{17}\\
&\quad + X_5\,\delta_{17} + X_6\,\delta_{16} + X_7\,\delta_{77}
\end{aligned}\right\} \quad (5),$$

die in geeigneter Weise umgeformt und dann mittels Determinanten aufgelöst wurde.

Untenstehende kleine Zahlentafel 1 enthält die Endergebnisse der sehr umfangreichen Berechnungen.

ε) Momente bezw. Längskräfte im Rahmen samt Ausfüllstäben. Textfig. 55 zeigt den Verlauf der auf Grund der zuletzt aufgestellten Zahlentafelwerte gefundenen Normalkräfte bezw. Biegungsmomente des Belastungsfalles I. Die Momentenflächen entsprechen hierin dem linken Pfosten; für den rechten Pfosten sind die Vorzeichen umzukehren. In gleicher Weise wurden diese Größen für die Belastungsfälle II und III bestimmt.

Fig. 55.

ζ) Entwicklung der Einflußlinien. Zur Auswertung der durch lotrecht wirkende Belastung hervorgerufenen größten Stabkräfte bezw. Momente wurden in zweckmäßiger Weise Einflußlinien verwendet, die sich in der aus Textfig. 56a ersichtlichen Weise aus einzelnen Geraden zusammensetzen, vergl. Textfig. 38. Es wurden die Einflußlinien für X_7, für die Momente bei (3), (7) sowie an der Einspannstelle, Text-

Zahlentafel 1 (vergl. Textfig. 55a).

Belastungsfall	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7
I	+ 0,03561	+ 0,05415	+ 0,09620	− 0,00115	+ 0,04331	+ 0,05697	+ 0,10439
II	− 0,02566	− 0,03940	− 0,07000	+ 0,00084	− 0,03151	− 0,04145	− 0,07596
III	− 0,03044	− 0,04648	− 0,08258	+ 0,00098	− 0,03718	− 0,04890	− 0,08962

Fig. 56.

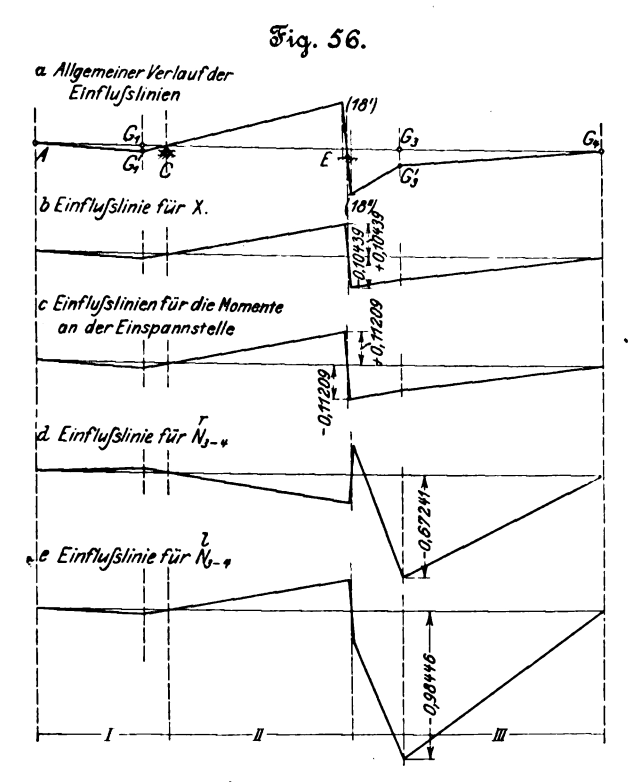
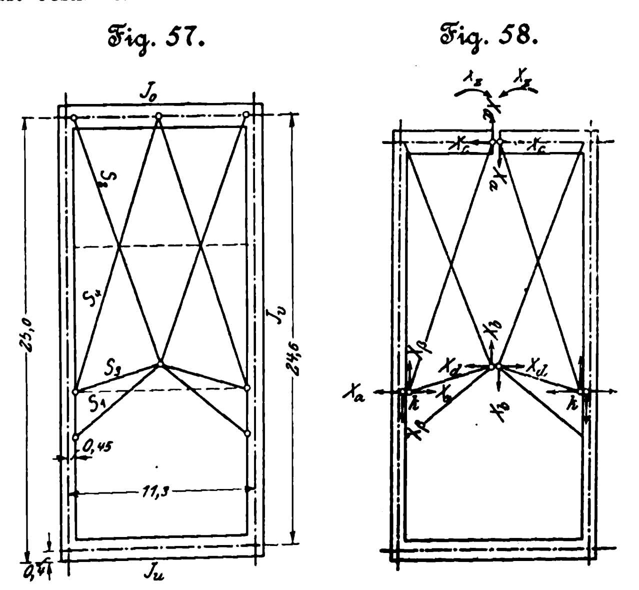


fig. 55, ferner für die Längskräfte N in allen Strecken von (0) — (1) bis (7) — (8) sowohl des linken als des rechten Pfostens entwickelt und daraus die angrenzenden Größenwerte für ständige Last und Verkehrslast berechnet.

c) Querrahmen zwischen den Pfosten (18') — (XVIII') bezw. (18'') — (XVIII'') der großen Pylone III (Textfig. 10b).

α) Allgemeines und Belastungsweise. Es wurde 1) die Wirkung einer wagerechten Kraft am oberen Querriegel und 2) jene einer am Querträger zur Vereinfachung der Rechnung gleichmäßig verteilt angenommenen lotrechten Last bestimmt.

Fig. 57. Fig. 58.

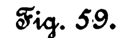


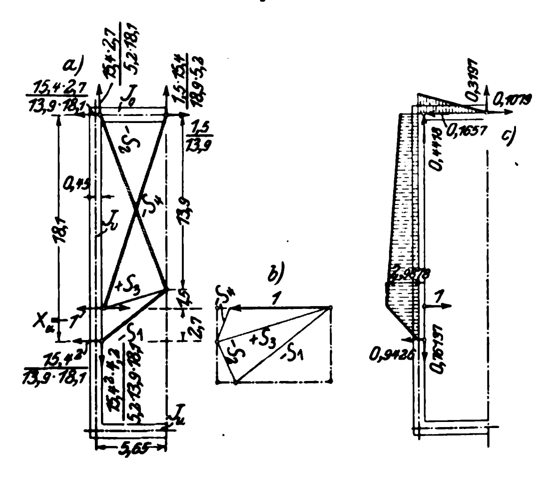
Die inneren Spannungen des Stabgebildes, Textfig. 57, ließen sich aus folgender Ueberlegung gewinnen: Der äußere vollwandige biegungsfeste Rahmen ist dreifach statisch unbestimmt; sämtliche Ausfüllstäbe S_1 bis S_4 treten als überzählige Stäbe hinzu. Die beiden gestrichelten Querstäbe bleiben für den Belastungsfall 1 bei der stets zulässigen Vernachlässigung der durch die im oberen Querriegel und unteren Querträger wirkenden Längskräfte N in diesen Querstäben hervorgerufenen Formänderungen spannungslos. Für den zweiten Belastungsfall werden sie durch Anordnung längsbeweglicher Knotenpunktanschlüsse L, Textfig. 10b, spannungsfrei gehalten.

Wegen der vollständig symmetrischen Ausgestaltung des Querrahmens, Textfig. 57, vermindert sich bei symmetrischer Lastwirkung auch bei genauer Berechnung die Anzahl der statisch nicht bestimmbaren Größen erheblich.

Für die aus Textfig. 58 ersichtliche Durchschneidung in der lotrechten Symmetrieachse wird das gestörte Gleichgewicht in der oberen Schnittstelle durch die Kräfte X_a und X_c sowie das Moment X_e, in der unteren Schnittstelle durch die Kräfte X_b und X_d wieder hergestellt. Für den Belastungsfall (1) verschwinden die Unbekannten X_c, X_d und X_e. Für den Belastungsfall (2) sowie jedes zur senkrechten Symmetrieachse symmetrisch gelegene System lotrecht wirkender Lasten entfallen dagegen die Unbekannten X_a und X_b. — Jede der durch die Trennung entstehenden Hälften ist zweifach statisch unbestimmt. Zur Bestimmung der in diesen Hälften wirkenden Kräfte wird der Anschluß der Stäbe S_3 und S_4, Textfig. 57, am Knotenpunkt k, Textfig. 58, gelöst und durch die aufeinander senkrecht stehenden Kräfte X_α und X_β, die für den Belastungsfall (2) gleich, für den Belastungsfall (1) entgegengesetzt gerichtet gleich sind, ersetzt. — Das durch alle Trennungen und Knotenlösungen entstehende Gebilde soll im folgenden als das System I, das bloß in der lotrechten Symmetrieachse durchschnittene Gebilde als das System II bezeichnet werden.

β) Bestimmung der Formänderungsgrößen und der unbekannten Kräfte. Bei der Ermittlung der Formänderungsgrößen wurden alle Werte mit EJ_c multipliziert, wobei J_c ein unveränderliches Trägheitsmoment bedeutet, welches derart gewählt wurde, daß $\frac{J_c}{J_u} = 1{,}00$ war, Textfig. 57. Nach den weiteren Annahmen wurde $\frac{J_u}{J_c} = 3{,}75$; $\frac{J_u}{F_1} = 0{,}66$ m²; $\frac{J_u}{F_2} = \frac{J_u}{F_3} = \frac{J_u}{F_4} = 1{,}65$ m² eingeführt, wobei F_1 bis F_4 die Querschnittsflächen der Stäbe S_1 bis S_4, Textfig. 57, bezeichnen.


Fig. 59.



γ) Belastungsfall $X_\alpha = -1$, Textfig. 58. In Textfig. 59 stellt a) die am Rahmen wirkenden Kräfte, b) die Spannungskräfte in den Ausfüllstäben und c) den Verlauf der am Rahmen tätigen Momente dar, aus welchen die Formänderungsgrößen $EJ_v\delta_{\alpha\alpha}$ abgeleitet wurden.

δ) Belastungsfall $X_\beta = -1$, Textfig. 58. — In gleicher Weise wurden hierfür die Werte $EJ_v\delta_{\beta\beta}$ bezw. $EJ_v\delta_{\alpha\beta}$ ermittelt.

ε) Belastungsfall $X_a = -1$, Textfig. 58. Für das System I ergibt die Auswertung auf Grund der Textfigur 60a die Formänderungsgrößen $EJ_v\delta_{a\alpha} = -274{,}8338$ und $EJ_v d_{a\beta} = +543{,}8250$. — Die Elastizitätsgleichungen lauten demnach:

$$\delta_{a\alpha} = X_\alpha \delta_{\alpha\alpha} + X_\beta \delta_{\alpha\beta},$$
$$\delta_{a\beta} = X_\alpha \delta_{\alpha\beta} + X_\beta \delta_{\beta\beta},$$

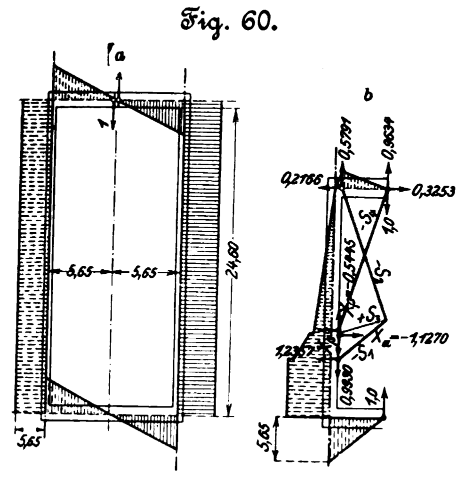
aus denen $X_\alpha = -1{,}1370$ und $X_\beta = +0{,}5445$ ermittelt wurde.

Für das System II ergibt der in Textfigur 60b dargestellte Verlauf der Momente und hiermit schließlich

$EJ_v\delta_{ma} = + 694,4568$. — In gleicher Weise wurde der Belastungsfall $X_b = -1$ erledigt.

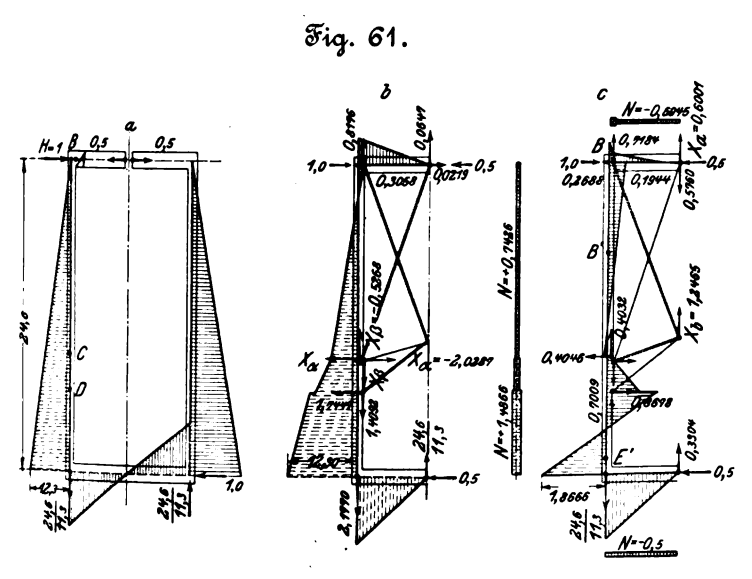
ζ) Hauptbelastungsfall: Die wagerechte Kraft $H = 1t$ greift in der Schwerachse des oberen Querriegels an, Textfig. 61.

Nach Auswertung der Größen $EJ_v\delta_{m\alpha}$ bezw. $EJ_v\delta_{m\beta}$ für das System I, Textfig. 61a, und der Größen $EJ_v\delta_{ma}$ bezw. $EJ_v\delta_{mb}$ für das System II, Textfig. 61b, konnten X_a bezw. X_b berechnet und die Bestimmungsgleichungen für die Momente


Fig. 60.

des Rahmens und die Spannungen der Ausfüllstäbe aufgestellt werden.

η) Windwirkung. Als wagerechte Knotenlast wurden für 150 kg/qm Winddruck im Knotenpunkt (18′) rd. 25,0 t, im Knotenpunkt (18″) dagegen nach genauer Bestimmung 16,85 t der weiteren Rechnung zugrunde gelegt und damit aus ε) im Querrahmen (18′)—(XVIII′) als größtes Moment für die untere


Fig. 61.

Einspannstelle $\mathfrak{M} = + 466,7$ tdm, als größte Längskraft $N = + 46,2$ t gefunden. Für die Ausfüllstäbe ergaben sich die Kräfte $S_1 = + 27,9$, $S_2 = - 19,2$, $S_3 = - 15,6$ und $S_4 = + 15,2$ t. — Die durchgeführte Untersuchung des zweiten Querrahmens (18″)—(XIII″) ergab an den analogen Stellen durchaus kleinere Werte.

ϑ) Grundlagen zur Berechnung der Wirkung infolge lotrechter, symmetrischer Querträgerbelastung.

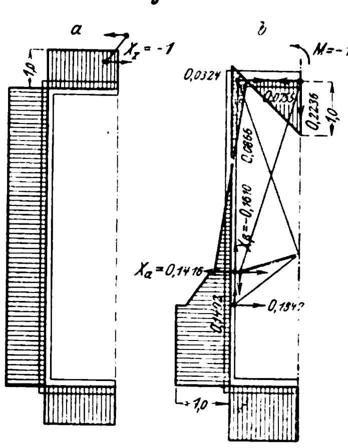
Textfig. 62 zeigt die Grundlagen zur Untersuchung des Belastungsfalles $X_s = - 1,00$, Textfig. 58, und zwar Textfig. 62a die für das System I, Textfig. 62b die für das System II. Bezüglich der Belastungsfälle X_c bezw. $X_d = - 1$ vergl. Textfig. 58.

ι) Hauptbelastungsfall (2): Gleichmäßig verteilte Belastung $p = $ t/m am Querträger. Hierfür verschwinden die Werte von $EJ_v\delta_{m\alpha}'$ bezw. $EJ_v\delta_{m\beta}'$. Mithin werden im System I die Ausfüllstäbe spannungslos und Textfig. 63a gilt zugleich für das System II.

Die Elastizitätsgleichungen lauten dann:

$$\delta_{mc} = X_c\delta_{cc} + X_d\delta_{cd} + X_s\delta_{cs},$$
$$\delta_{md} = X_c\delta_{cd} + X_d\delta_{dd} + X_s\delta_{ds},$$
$$\delta_{ms} = X_c\delta_{cs} + X_d\delta_{ds} + X_s\delta_{ss}.$$

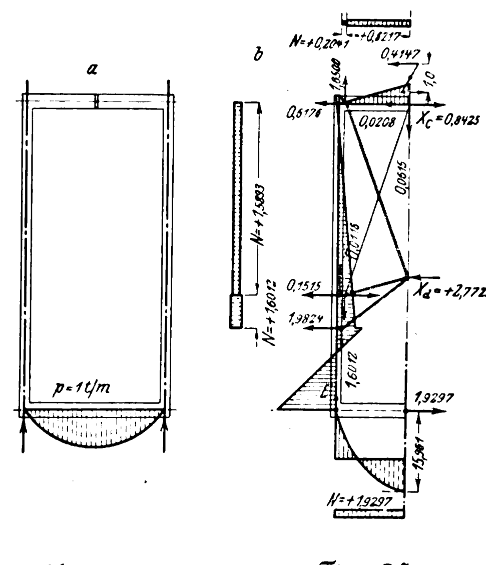
Die daraus abgeleiteten Momente im statisch unbestimmten System zeigt Textfig. 63b; desgleichen auch die Längskräfte.

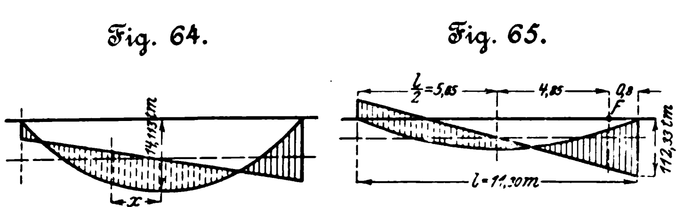

Fig. 62.

Die durchgeführte Rechnung ergab schließlich den in den Textfiguren 64 und 65 dargestellten Verlauf der Momente am Querträger für die beiden maßgebenden Belastungsfälle.

d) Querschnittbemessung der großen Pylone III, Textfig. 10.

α) Pfosten (18′)—(XVIII′), Textfig. 66a bis c, zeigt den ausgeführten Querschnitt an der Einspannstelle sowie den


Fig. 63.


Fig. 64. Fig. 65.

beiden Punkten (7) und (3), Textfig. 55. Es möge von den für alle diese Querschnitte vollständig durchgeführten Untersuchungen bloß die für den Querschnitt an der Einspannstelle gezeigt werden.

Beanspruchung der Randfasern, Textfig. 67. Die äußerste Faser u erhält aus ständiger Last:

$${}^0\sigma = - 68,9 \text{ t/qdm},$$

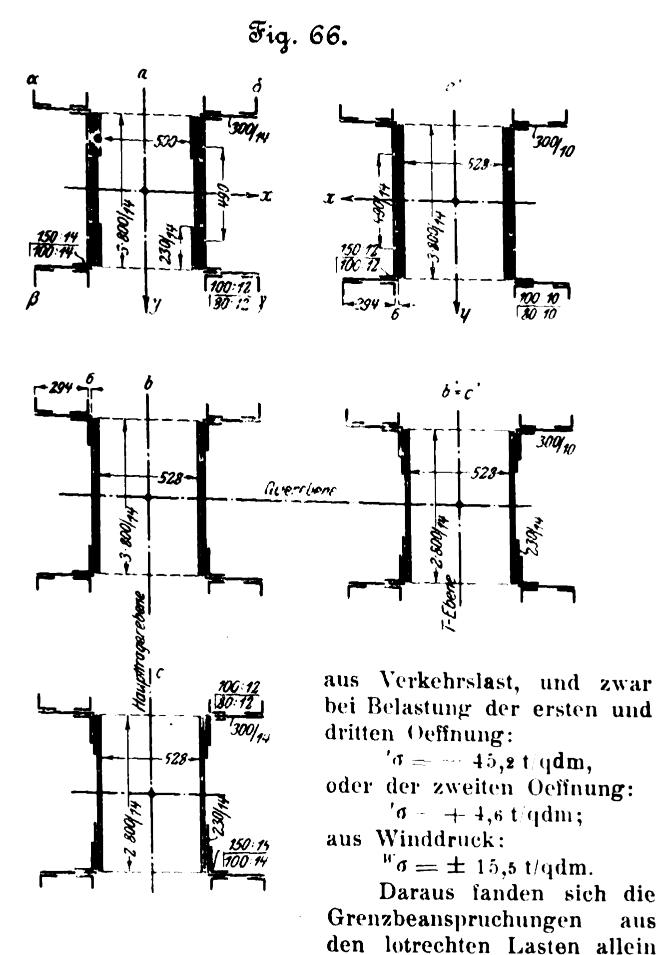


Fig. 66.

aus Verkehrslast, und zwar bei Belastung der ersten und dritten Oeffnung:

$'\sigma = -45{,}2$ t/qdm,

oder der zweiten Oeffnung:

$'\sigma = +4{,}6$ t/qdm;

aus Winddruck:

$''\sigma = \pm 15{,}5$ t/qdm.

Daraus fanden sich die Grenzbeanspruchungen aus den lotrechten Lasten allein $\sigma_1 = -68{,}9 - 45{,}2 = -114{,}1$ t/qdm; aus den lotrechten Lasten mit Wind $\sigma_2 = -114{,}1 - 15{,}5 = -129{,}6$ t/qdm. In gleicher Weise wurden die übrigen Randfasern β bis δ, Textfig. 67, untersucht. Die Querschnittausbildung des

β) Pfostens (18'')—(XVIII'') zeigt Textfig. 66a' und b', dessen statische Untersuchung in gleich erschöpfender Weise durchgeführt wurde.

Fig. 67.

4) Berechnung der Brückentafel, Textfig. 11.

Der Bestimmung der ungünstigsten Belastungsweise lagen folgende

a) Belastungsannahmen zugrunde: 1) ein Wagenzug mit normaler Spurweite, 30 dm Achsabstand und je 13 t Achsdruck, ohne weitere Verkehrslasten; 2) ein zweiachsiger 24 t-Wagen mit 45 dm Achsabstand, 14 dm Radabstand und 24 dm Ladungsbreite; 3) Wagenzüge mit 35 dm Achsabstand und je 10 t Achsgewicht bei 22 dm Ladungsbreite. Die Belastungen 2) und 3) müssen entsprechend kombiniert werden.

b) Fahrbahntafel: Die Berechnung wurde sowohl für die verschiedenen zwischen 6,75 und 8,70 m wechselnden Fachlängen als auch für die Endfache sorgfältigst durchgeführt.

α) Fahrwegdecke. Die Tragkraft des Belageisens Nr. 11 genügt für ein 6,5 t-Rad.

Fig. 68.

β) Zwischenquerträger, Textfig. 11. An den einzelnen Querträgerlaststellen G, J, L usw. wurden jeweilig für die ungünstigsten Laststellungen, Textfig. 68, die Größtwerte der Momente ermittelt.

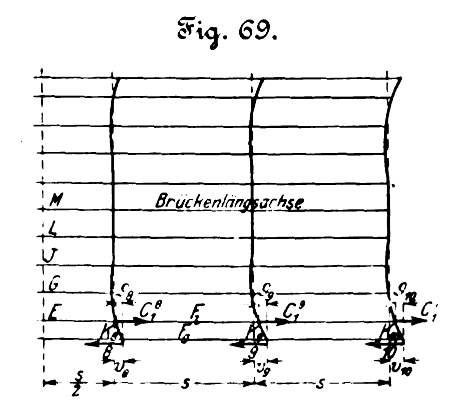
c) Fußwegkonsole, Textfig. 11. Der Tragkraftberechnung wurden als Verkehrslast 500 kg/qm zugrunde gelegt, bezw. wegen der dynamischen Wirkungen 1,4 fach in Rechnung gestellt.

d) Besondere Untersuchungen des eisernen Traggerippes der Fahrbahntafel wurden in eingehender Weise unter genauer Berücksichtigung der Ausführungsquerschnitte über folgende beide Punkten angestellt: Wirkung von

α) Längskräften in den Fahrbahnträgern infolge von Längenänderungen der Hauptträgeruntergurtungen. Die Fahrbahntafel der linken Außenöffnung ist, wie schon früher berichtet wurde, bei Querträger (5) (Tafel 5 Fig. 1 und 2) vollständig durchschnitten, Textfig. 13, mithin die Konstruktion in 2 getrennt voneinander vernietete Hälften geteilt. Durch die festen Anschlüsse werden die Längsträger gezwungen, den Längenänderungen der Hauptträgeruntergurtung zu folgen, was seitliche Ausbiegungen der Querträger veranlaßt.

Es darf die Mitte des Faches (7)—(8) als neutrale Grenze, von der aus nach beiden Seiten die Längenänderungen zu rechnen sind, betrachtet werden, wofür der Verschiebungsplan, Textfig. 69, entsteht (vergl. hierzu Textfig. 11). Die

Fig. 69.



Längskräfte C in den Fahrbahnträgern erweisen sich als Funktionen der Untergurtkräfte K. Mit der Bezeichnungsweise der Textfigur 69 läßt sich, wenn bei der Betrachtung der Verschiebungen von den Fahrbahnrandträgern C_1 ausgegangen wird, für die Punkte (8), (9) und (10) die Gleichungsfolge:

$$
\left.\begin{aligned}
v_8 &= \frac{\varDelta s}{2} - \frac{K_8 + K_9 + K_{10}}{E F_8}\,\frac{s}{2} = \vartheta_8 + \frac{C_1^8 + C_1^9 + C_1^{10}}{E F_l}\,\frac{s}{2}\\
v_9 &= \frac{\varDelta s}{2} + \varDelta s - \frac{K_8 + K_9 + K_{10}}{E F_8}\,\frac{s}{2} - \frac{K_9 + K_{10}}{E F_9}\,s\\
&= \vartheta_9 + \frac{C_1^8 + C_1^9 + C_1^{10}}{E F_l}\,\frac{s}{2} + \frac{C_1^9 + C_1^{10}}{E F_l}\,s\\
v_{10} &= \frac{\varDelta s}{2} + 2\,\varDelta s - \frac{K_8 + K_9 + K_{10}}{E F_8}\,\frac{s}{2} - \frac{K_9 + K_{10}}{E F_9}\,s -\\
&\quad \frac{K_{10}}{E F_{10}}\,s = \vartheta_{10} + \frac{C_1^8 + C_1^9 + C_1^{10}}{E F_l}\,\frac{s}{2} + \frac{C_1^9 + C_1^{10}}{E F_l}\,s + \frac{C_1^{10}}{E F_l}\,s
\end{aligned}\right\} \quad (1)
$$

aufstellen. Für die Werte F_8, F_9 und F_{10} darf der aus den 5 Untergurtstäben abgeleitete Mittelwert $F_g = 8{,}059$ qdm gesetzt werden; desgleichen $\vartheta_m = \delta_m K_m$, wenn δ_m die Durchbiegung für $K_m = 1$ bedeutet, und $C_1^m = q_m K_m$, so daß schließlich mit $\psi_m = q_m \frac{F_g}{F_l}$ die Gleichungsfolge (1) die neue Form

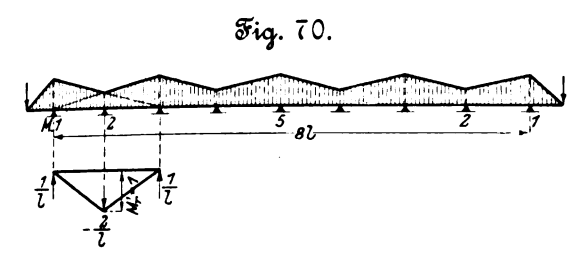
$$
\left.\begin{aligned}
&K_8\left[1 + \psi_8 + 2\,\frac{E F_g}{s}\,\delta_8\right] + K_9\,[1 + \psi_9] + K_{10}\,[1 + \psi_{10}]\\
&\qquad = \frac{F_g}{s}\,E\,\varDelta s\\
&K_8\,[1 + \psi_8] + K_9\left[3 + 3\,\psi_9 + 2\,\frac{E F_g}{s}\,\delta_9\right]\\
&\qquad + K_{10}\,[3 + 3\,\psi_{10}] = 3\,\frac{F_g}{s}\,E\,\varDelta s\\
&K_8\,[1 + \psi_8] + K_9\,[3 + 3\,\psi_9] + K_{10}\left[5 + 5\,\psi_{10} + 2\,\frac{E F_g}{s}\,\delta_{10}\right]\\
&\qquad = 5\,\frac{F_g}{s}\,E\,\varDelta s
\end{aligned}\right\} \quad (2)
$$

annimmt, wobei $\frac{F_g}{s}\,E\,\varDelta s = 547{,}52$ t gefunden wurde.



Zur Bestimmung der Werte φ und δ wird die Untersuchung der Formänderungen der Querträger nötig. Ausgehend von dem über elastische Stützen durchlaufenden Träger aus einheitlichem Baustoff mit unveränderlichem Trägheitsmoment, Textfig. 70, und vom Auflagerdruck 1 wurden die erforderlichen Arbeitsgleichungen aus Müller-Breslau: Neuere Methoden der Festigkeitslehre, III. Auflage 1904, unter Vornahme sachdienlicher Aenderungen genommen und

Fig. 70.



schließlich die Werte $K_8 = -4{,}63$; $K_9 = -12{,}40$ und $K_{10} = 22{,}0$ gefunden. Daraus ergaben sich für die Anschlüsse am Querträger (10) unzulässige Beanspruchungen. Deshalb wurde noch das elastische Verhalten der Querträger für den Fall beiderseits festen Anschlusses der Straßenlängsträger G bis M, Textfig. 69, und längsbeweglichen Anschlusses des Straßenrandträgers E in analoger Weise näher untersucht und gefunden, daß dann die Gesamtbeanspruchung am Anschluß des Straßenrandträgers an den Querträger (10) sich in der Tat von den zuerst gefundenen 250 auf 136,6 t/qdm verringert.

β) Einspannungsmomente infolge fester Anschlüsse der Längsträger an die Querträger. Hierdurch erfahren die Anschlußniete eine zusätzliche, ebenfalls eingehend untersuchte Beanspruchung.

Die Endergebnisse aller Untersuchungen führten zu der unter III 4) a) beschriebenen konstruktiven Ausgestaltung des eisernen Fahrbahnträgergerippes.

5) Berechnung der Verspannungen.

a) Die vom Wind getroffenen Flächen wurden in sorgfältiger Weise für die ganze Eisenkonstruktion ermittelt. Die Anprallfläche der windschattenseitigen Tragwand wurde nach der Formel:

$$F = (F_g' - F_m') + (F_g'' - F_m'')\frac{F_m'}{F_g'} + (F_g''' - F_m''')\frac{F_m''}{F_g''}\frac{F_g'}{F_m'}$$

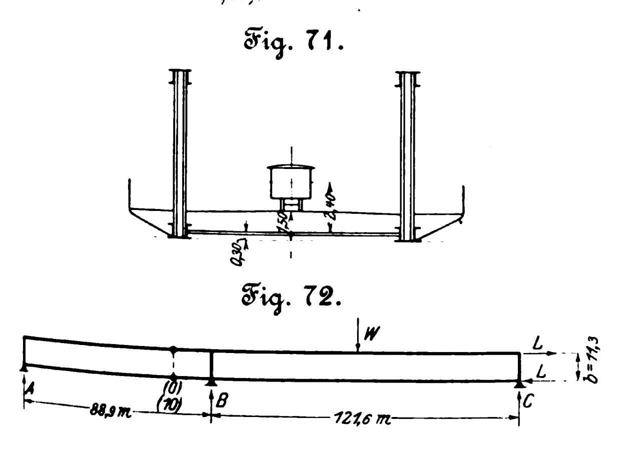
bestimmt, wenn F_g', F_g'' die ganze Umrißfläche und F_m', F_m'' die offene Maschenfläche der hintereinander stehenden Tragwände bedeuten. Daraus wurden die

α) Knotenpunktgewichte der belasteten Konstruktion für 150 kg/qm Winddruck ermittelt und dazu noch die

β) Windwirkung auf das Verkehrsband. Nach Abzug des durch die Ausfüllstäbe verdeckten Teiles der Konstruktion verbleiben rd. 2 m für den laufenden Meter Brückenlänge, oder $0{,}15 \times 2 = 0{,}30$ t/m Längsbelastung, die nach Textfig. 71 in den beiden Tragwänden die lotrechte Zusatzbelastung $\frac{0{,}30 \times 2{,}45}{71{,}3} = \pm 0{,}065$ t/m hervorruft (in Textfig. 71 irrtümlich 2,40 anstatt 2,45).

Fig. 71.

Fig. 72.

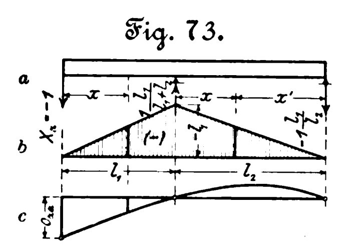


γ) Der Wind auf die unbelastete Brücke wurde mit 250 kg/qm in Rechnung gesetzt; seine Wirkung konnte aus den unter α) ermittelten Werten unmittelbar durch Multiplikation mit $\frac{250}{150} = 1{,}667$ gefunden werden.

b) Berechnung der Verspannungen in den Oeffnungen I bis III (Tafel 5 Fig. 2).

α) Untere Verspannung. Weil die Gelenke des Knotenpunktes (0) eine ungehinderte Längsbewegung der unteren Hauptträgergurtung nicht gestatten, wirkt das wagerechte Traggebilde, Textfig. 72, als durchlaufender Träger auf 3 Stützen. Ueberdies rufen die festen Lager über Pfeiler III eine Einspannung des rechten Endes des liegenden

Fig. 73.

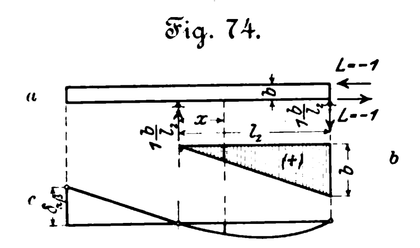


Tragsystems hervor, Textfig. 72. — Wählt man als die zwei statisch nicht bestimmbaren Größen die beiden Auflagerwiderstände A und L, so lauten, weil alle Auflager als seitlich nicht verschiebbar betrachtet werden können, die beiden Elastizitätsgleichungen:

$$\left.\begin{array}{l} \Sigma S S_a \frac{s}{EF} = 0 \\ \Sigma S S_3 \frac{s}{EJ} = 0 \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \quad (1),$$

wenn $S = S_0 - X_a S_a - X_3 S_3$ gesetzt wird, wobei S_0 die im statisch bestimmten System auftretende Stabkraft, S_a bezw. S_3 die Stabkräfte infolge $A = X_a = -1$, Textfig. 73a, bezw. $L = X_3 = -1$, Textfig. 74a, bedeuten.

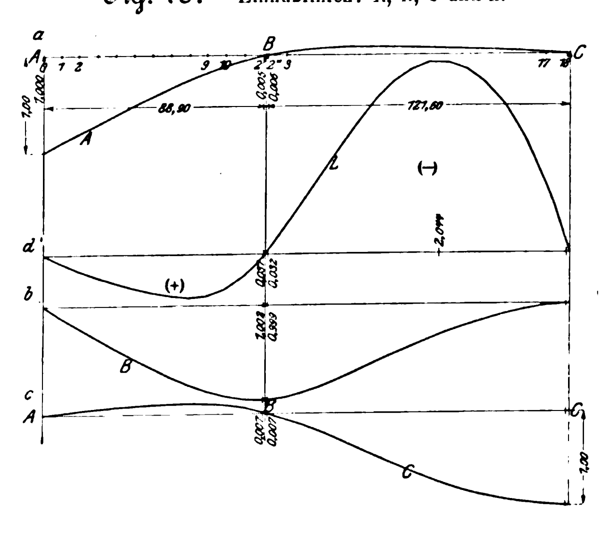
Fig. 74.



Diese Gleichungen gestatten die Herleitung von Biegungslinien, welche zugleich als Einflußlinien für die beiden unbekannten Auflagerwiderstände A und L aufgefaßt werden können.

Die Biegungslinie infolge irgend einer Belastung fand sich als Seilpolygon einer durch die elastischen Gewichte

Fig. 75. Einflußlinien: A, B, C und L.



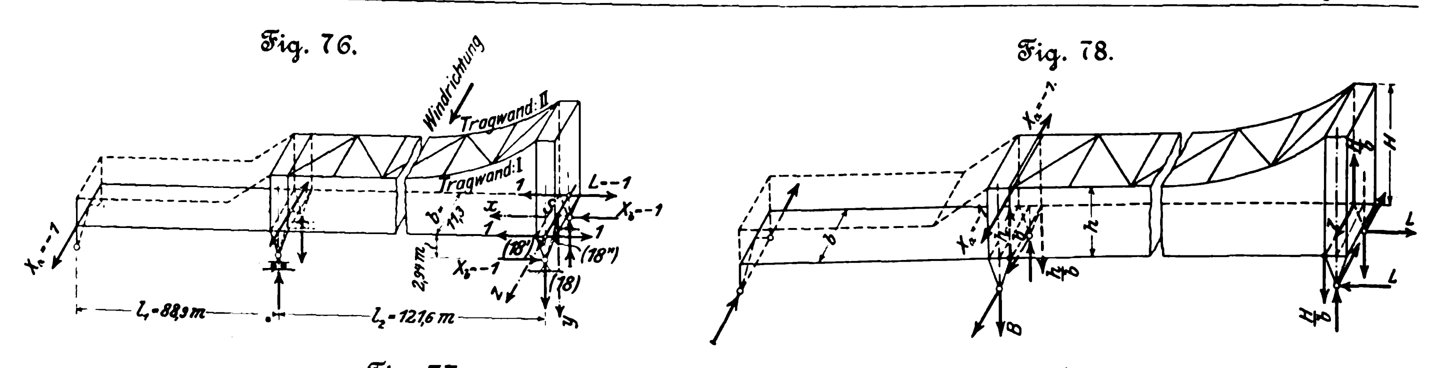


Fig. 77. Tragwand I.

a und b A } Linien für wagerechte und lotrechte Belastung
c » d L } des Untergurtes
A_H und L_H für wagerechte Belastung
A_V » L_V » lotrechte Belastung.

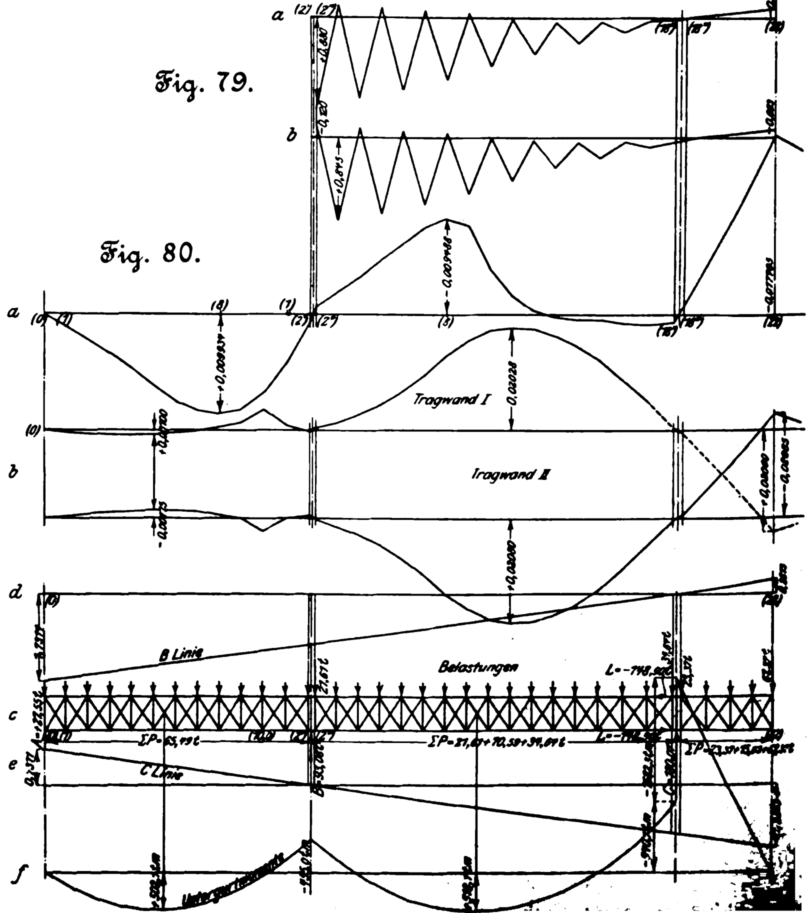
$w = \frac{\mathfrak{M}}{EJ} ds$ hervorgerufenen Belastung, wobei $J = \frac{F b^2}{2}$ (Textfig. 72) eingeführt und $E = 1$ gesetzt wurde. Die hiernach durchgeführte Berechnung ergab den in Textfig. 75 dargestellten Verlauf der Einflußlinien der Stützenwiderstände A, B, C und L (vergl. Textfig. 72).

Die unter III 3) b) erwähnte Unterbrechung an den Gelenken war bloß der ersten Entwurfsberechnung zugrunde gelegt worden.

β) Obere Verspannung. Bei allen bis jetzt beschriebenen Berechnungen der Hauptträger, der unteren Verspannung usw. galten stets die Voraussetzungen: die obere Verspannung besäße keine überzähligen Stäbe oder Auflagerbedingungen, und die Spannungskräfte der Stäbe aus den daselbst angreifenden Lasten ließen sich unmittelbar bestimmen. Dies trifft aber bloß zu, sofern von den 3 Gleichgewichtbedingungen zweier Knoten, z. B. der Knoten (II''^{v}) bezw. (II''^{h}) der vorderen bezw. hinteren Tragwand der Pylone über Pfeiler II, Tafel 5 Fig. 1, je eine offen gelassen wird. Hierzu diene die Vorstellung, als ob in diesen beiden Knotenpunkten Gelenke mit wagerechten, zur Brückenlängsachse senkrecht stehenden Drehachsen angebracht wären, wobei die Gelenke eine Verschiebung auf ihren eigenen Drehachsen gestatten. Die beiden oben erwähnten Gleichgewichtbedingungen sind statisch nicht bestimmbare Größen, deren Ermittlung zu weit führen würde.

Bevor jedoch an die Auswertung der Summenausdrücke geschritten werden konnte, war eine zweite genauere Berechnung der unteren Verspannung in den Oeffnungen I bis III durchzuführen, welche sowohl die Formänderungen der Windstreben als auch den ferneren Umstand berücksichtigt, daß die Längskräfte L nicht in der Untergurtebene bei Knotenpunkt (18), sondern an der Spitze der 2,94 m unterhalb der unteren Querverspannungsebene gelegenen oberen Kippplatte des festen Lagerstuhles, Textfig. 23, angreifen. Es ist demnach die Einspannung nicht, wie der ersten Berechnung zugrunde gelegt worden war, starr, sondern elastisch, weshalb die folgende genauere

$\alpha\alpha$) zweite Berechnung der unteren Verspannung erfolgte. Mit der aus Textfig. 76 ersichtlichen Wahl der Unbekannten X_a und X_b erhält die untere Verspannung die gleiche Belastung wie bei der ersten Berechnung; es tritt nur noch für die beiden Hauptträgerwände das Moment $= \pm 29,4$ tdm hinzu. Mit Berücksichtigung der Formänderungen beider Pylonen II und III wurden z. B. die in Textfig. 77 dargestellten Einflußlinien der beiden Auflagerwiderstände, Textfig. 72, für die Tragwand I gefunden. Nun konnte zur Berechnung des in Textfig. 78 dargestellten Be-



zu Fig. 79. Einflußlinien der Obergurtquerlast der
a) Tragwand I (II) für den Stützdruck X_α (X_β)
b) Tragwand II (I) auf X_α (X_β).

zu Fig. 80. a) Einflußlinien der Untergurtquerlast für den Stützdruck X_α oder X_β des oberen Verbandes
b) desgl. für X_α oder X_β infolge lotrechter Belastung
c) Bestimmungen am Untergurt durch Wind
d) Einflußlinien für wagerechte Stützkraft B
e) desgl. für C
f) Untergurtmomente durch Windbelastung der Tragkonstruktion.

lastungsfalles $X_2 = -1$ geschritten werden, bezw. in gleicher Weise wie beim Mittelträger (vergl. später VI 5 d) die Strebenkräfte in der oberen Verspannung ermittelt werden. Durch Zerlegung fanden sich hieraus die wagerecht und lotrecht in den beiden Tragwänden I und II wirkenden Teilkräfte, so daß sich nun die wagerechte Auflagerkraft L sowie die lotrechten Auflagerkräfte bei (2) und (18) bestimmen ließen. Hierbei mußten jedoch auch die Zusatzkräfte, die aus den bei (2'') und (18') befindlichen Querrahmen sowie aus der unteren Verspannung herrühren, Berücksichtigung finden.

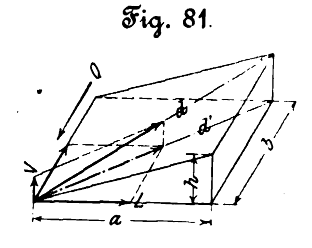
Zur Bestimmung der Stabkräfte in der unteren Verspannung mußte ebenfalls unter Beiziehung der Zusatzkräfte die bei Punkt (0) des linken Außenträgers wagerecht wirkende Auflagerkraft bestimmt werden.

In gleicher Weise wurde für den Belastungsfall $X_3 = -1$ die Berechnung durchgeführt.

Nun konnten die Summenausdrücke ausgewertet und die Stabkräfte und Formänderungsgrößen für die beiden letztgenannten Belastungsfälle bestimmt werden.

Das zweifache Ausfüllsystem wurde in zwei Systeme von Strebenzügen zerlegt und dann zur Berechnung der Strebenkräfte ein bekannter Winklerscher Satz[1]) benutzt. Dann konnten die so gefundenen Strebenkräfte in längs-, lotrecht- und querwirkende Teilkräfte L, V und Q, Textfig. 81, zerlegt werden.

Fig. 81.



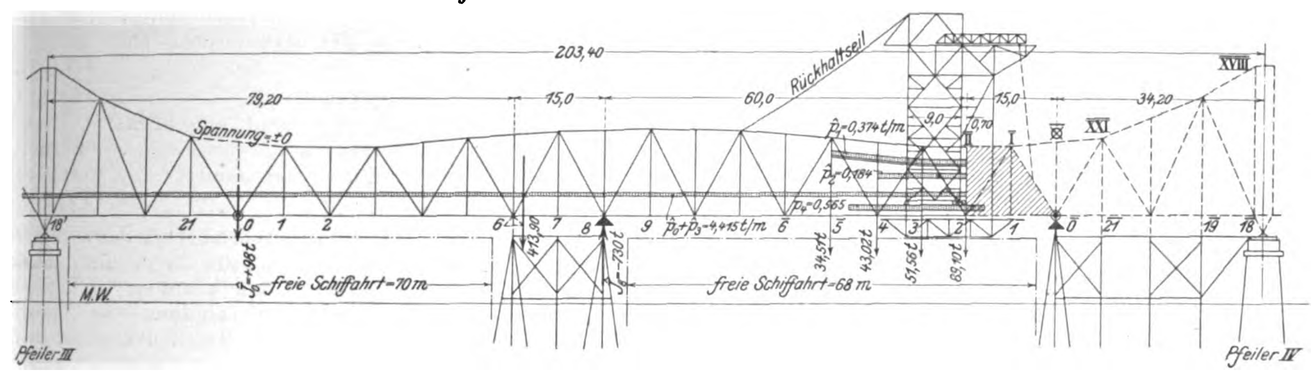
Bei der Bestimmung der Stabspannungskräfte in beiden Tragwänden war ferner zu beachten, daß im Knotenpunkt (1) aus dem Kippmoment des Querrahmens noch eine lotrecht wirkende Zusatzkraft von

$21{,}39 \cdot \frac{10{,}45}{11{,}30} = 19{,}78$ t in Wirksamkeit tritt.

Für die Berechnung der

β) unteren Verspannung wurde die Wirkung des Windes auf die Brücke und des Windes auf das Verkehrsband untersucht und hieraus die Gesamtwirkung bestimmt.

Fig. 82. Baustufe III. Maßstab 1 : 1250.



Die mühevolle Ermittlung der Einflußwerte für ξ, η und ζ erfolgte unter Benutzung sorgfältig entwickelter Verschiebungspläne auf gemischt rechnerisch-zeichnerischem Wege. Die Darstellung des hierbei eingeschlagenen Weges würde zu weit führen.

Auf die Ermittlung der

c) Zusatzkräfte durch Windwirkung auf den Hauptträger und auf das Verkehrsband, Textfig. 71, kann ich nicht eingehen, sondern bringe bloß folgende Endergebnisse:

α) Winddruck auf die Brücke. Textfig. 79 zeigt den Einfluß der Querlasten am Obergurt der Tragwand I bezw. II auf die Stützendrücke X_2 bezw. X_3 der oberen Verspannung; Textfig. 80a den Einfluß der am Untergurt angreifenden Querlasten auf den Stützdruck X_2 bezw. X_3 der oberen Verspannung; Textfig. 80b die Einflußlinien für lotrechte Belastung der Hauptträgeruntergurtung, Textfig. 80d bezw. e die Einflußlinien für die wagerechten Stützkräfte B bezw. C, Textfig. 72; Textfig. 80c die Belastungen durch Winddruck auf die Brücke und Textfig. 80f die hierdurch hervorgerufenen Momente in der Untergurtebene.

β) Der Winddruck auf das Verkehrsband wurde für die beiden maßgebenden Belastungsfälle bei einer Windbelastung von 3,415 t/m ermittelt.

Schließlich konnten die größten Stabspannungskräfte in der Untergurtebene, hervorgerufen durch Verkehrslast + Windwirkung auf das Verkehrsband + Windwirkung auf die Brücke, berechnet werden.

d) Berechnung der Verspannungen des Mittelträgers.

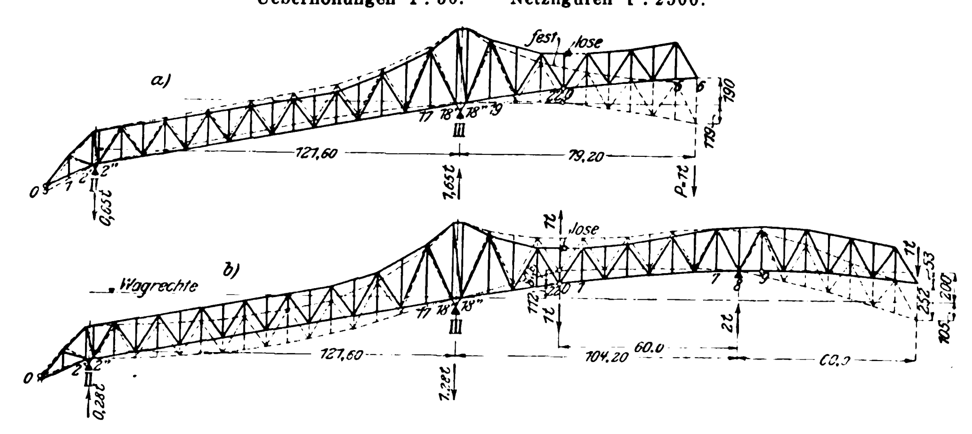
α) Die obere Verspannung ist wegen der vollständig symmetrischen Anordnung und Belastung statisch bestimmt.

6) Berechnung der während des freien Vorbaues des eisernen Ueberbaues auftretenden Kräftewirkungen.

a) Berechnung der Stützdrücke für den gerüstlosen Vorbau der Mittelöffnung. Für den in Textfig. 82 dargestellten Belastungsfall, bei welchem p_0 bis p_4 die gleichmäßig verteilten Belastungen aus Eigengewicht, Transportbahn, Mannschaft und Werkzeugen, Nietgerüst im Obergurt und

Fig. 83.

Ueberhöhungen 1 : 50. Netzfiguren 1 : 2500.



Kranlaufbahn bedeuten, ferner als Einzellasten die Kranraddrücke mit 8,45 bezw. 43,46 t am Hinterrad bezw. in Mitte der beiden Vorderräder wirken, ergab sich die in Textfig. 82 dargestellte Kräftewirkung sowie der größte bei Knotenpunkt (8) zulässige Auflagerdruck von 730 t. Bei weiterem Vorfahren des Kranes von Punkt (2) gegen (0) mußten die

[1]) »Civilingenieur« 1884 und Dr. E. Winkler, Querkonstruktionen, 1884 S. 378.

Druckwasserpressen bei Punkt (0) entlastend in Tätigkeit treten.

In ähnlicher Weise waren für alle vorhergehenden Baustufen die Auflagerkräfte bestimmt worden.

b) Die Stabspannungskräfte im Hauptträger wurden für alle Baustufen des mit dem Einbau des Faches (18')—(20) beginnenden freien Vorbaues unter genauer Berücksichtigung der jeweils auftretenden Belastungen auf zeichnerischem Wege bestimmt.

c) Die Durchbiegungen der Untergurtung des bis Punkt (6) bezw. Punkt (7) frei vorgebauten Mittelträgers wurden nach dem Mohrschen Verfahren mit Berücksichtigung der Formänderungen aller, auch der Ausfüllstäbe, berechnet auf Grund der beiden in Textfig. 83 dargestellten, hierfür in Betracht kommenden Belastungsfälle.

d) Ermittlung der Größtbeanspruchung in den Stäben des linken Kragträgers und der Mittelöffnung. Hierfür fand auch noch die Belastung des Kranes und der Eisenkonstruktion durch Wind entsprechend Berücksichtigung.

Schließlich wurde für alle Stäbe ein Vergleich der Montagespannungen mit den Größtspannungen in der fertigen Brücke angestellt, wobei für erstere bei Windwirkung 160, ohne Windwirkung 140 t qdm als zulässige Größtbeanspruchung erachtet wurden.

In gleicher Weise wurden eingehende Untersuchungen für die wichtigen Baustufen während des Baues der rechten Brückenhälfte und für den Vorbau über den Kaiserhafen (Oeffnungsfeld III und IV) durchgeführt.

VII. Schluß.

Die Bauausführung einschließlich aller Entwurfs- und Nebenarbeiten, der Durchführung der zahlreichen und äußerst mühevollen statischen Untersuchungen sowie der Herstellung sämtlicher Planzeichnungen dieses hervorragenden Brückenbauwerkes war den Firmen:

1) Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, A.-G., Zweiganstalt Gustavsburg, und

2) Grün & Bilfinger, A.-G., Mannheim

übertragen worden, die sich zu diesem Zweck zu einer besondern Bauunternehmung zusammenschlossen und für die architektonische Bearbeitung den Professor Hermann Billing in Karlsruhe zuzogen.

Alle zusammen haben in zielbewußter gemeinsamer Arbeit die ihnen gestellte schwierige Aufgabe in musterhafter Weise innerhalb der festgesetzten Zeit zu Ende geführt, so daß das Bauwerk, das Textblatt 13 in seiner Vollendung zeigt, wie schon erwähnt, seit dem 16. Mai d. J. dem Verkehr dienen kann.

Seitens der Stadtgemeinden Ruhrort und Homberg war Baurat Degener mit der Bauleitung betraut.

Die Herstellungskosten betrugen:

1) Pfeiler Unter- und Aufbauten; Fahrweg- und Gehwegdecke der Hauptbrücke	1 269 556,26 ℳ
2) eiserner Ueberbau der Hauptbrücke mit Geländer	1 778 055,35 »
Kosten der Hauptbrücke	3 047 611,61 ℳ
3) beiderseitige Rampenanlagen einschließlich der Homberger Hafenbrücke	911 556,21 »
4) Nebenanlagen und Nebenarbeiten	411 612,30 »
Gesamtkosten	4 370 780,12 ℳ

Möge allen an dem beschriebenen Bauwerk tätig gewesenen Mitarbeitern als schönster Lohn ihrer mühevollen und sorgenreichen Arbeit die Anerkennung der Fachgenossen zuteil werden. In inniger Verbindung von Theorie und Praxis ist ein Meisterwerk der Brückenbaukunst erstanden.

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Von **Friedrich Ruppert,** Oberingenieur in Chemnitz.

(Vorgetragen im Chemnitzer Bezirksverein deutscher Ingenieure)

(Schluß von S. 1214)

(hierzu Textblatt 14 bis 16)

Beim geradlinigen wagerechten Werkzeugschnitt (Hobelstahl) ist der Doppelzweck: Aufheben des toten Ganges im Vorschubmittel und Schonung der Stahlschneiden, weder gleichzeitig noch durch ein und dasselbe Mittel (Gegengewicht) wie bei der Senkrecht-Bohrmaschine erreichbar, sondern beide notwendigen Verrichtungen verlangen Sondermittel.

Aufhebung des toten Ganges in der senkrechten Schraubspindel des Hobelmaschinenschlittens.

Jede Spindel eines Werkzeugschlittens, daher auch die senkrechte Spindel im Werkzeugschlitten der Hobelmaschine, ist — auch kaum in der ersten Zeit ihrer Benutzung — ganz frei von totem Gang. Mit der Benutzung wächst letzterer bis zu hohen Prozenten der Gewindeganghöhe, und zwar wird das Uebel um so lästiger, wenn, wie es meist der Fall ist, die Abnutzung der Gewindegänge an gewissen Stellen der Spindel durch die dort häufigere Benutzung größer als an andern Stellen wird. Daher bedürfen von rechtswegen alle, mindestens aber alle senkrechten, das Werkzeug nach unten drückenden Schlittenspindeln stets einer Ausgleichvorrichtung für den toten Gang.

Bei der senkrechten Schlittenspindel (Lyraspindel) der Hobelmaschine macht sich der tote Gang sogar durch Mindergüte der erzeugten Hobelfläche bemerkbar. Nur der von jedem Hobler angewandte Kunstgriff, mindestens beim letzten Schlichtspan nach geschehener Spaneinstellung die Leistenschrauben des Lyraschiebers fest anzuziehen, macht eine viel-gebrauchte Hobelmaschine noch fähig, guten, glatten Hobelschnitt zu liefern.

Lediglich die Sperrigkeit der Anordnung hat wohl bisher verhindert, das Gegengewicht der Wagerecht-Planbank, die man ebensogut eine Rundhobelmaschine nennen könnte, auf die Hobelmaschine zu übertragen.

Die in Fig. 351 und 352 dargestellte Vorrichtung zum Ausgleich toten Gewindes an Schlittenspindeln, die von einem mir unbekannten Erfinder herrührt (der sich vielleicht durch diese Veröffentlichung veranlaßt fühlt, seinen Namen zu nennen), ist ein gutes und einfaches Mittel, das Gewicht senkrecht bewegter Werkzeugschlitten ohne Gegengewicht auszugleichen. Mutter *m* und Schieber *s* sind fest miteinander verbunden. Die Gegenmutter *g* ist nicht mit *s* verbunden, sondern hat nur eine ebene Fußfläche, die durch ihre Anlage an *s* die Drehung von *g* verhindert. Demnach kann sich *g* um den Betrag des toten Ganges in den Gewinden gegen *s* verschieben. Diese Verschiebung wird durch die kräftige kurze Schraubenfeder *f* ständig erhalten und dadurch *m* samt *s* von *g* getragen. Die Stärke und Spannung der Feder muß so berechnet sein, daß sie das Gewicht der Teile *astuz*, s. Fig. 353, übertrifft. Fig. 352 zeigt diese Federwirkung deutlich durch die mit kräftigen schwarzen Linien dargestellte Verteilung der toten Gewindegänge auf die beiden Muttergewinde von *m* und *g*. Der einzige Nachteil dieser Einrichtung besteht darin, daß sich durch ihren Einbau der senkrechte Einstellweg des Schlittens vermindert. Doch die immer größer gewordene Länge des Lyraschiebers, vergl. die früheren Figu-

W. Dietz: Die Strafsenbrücke über den Rhein zwischen Ruhrort und Homberg.

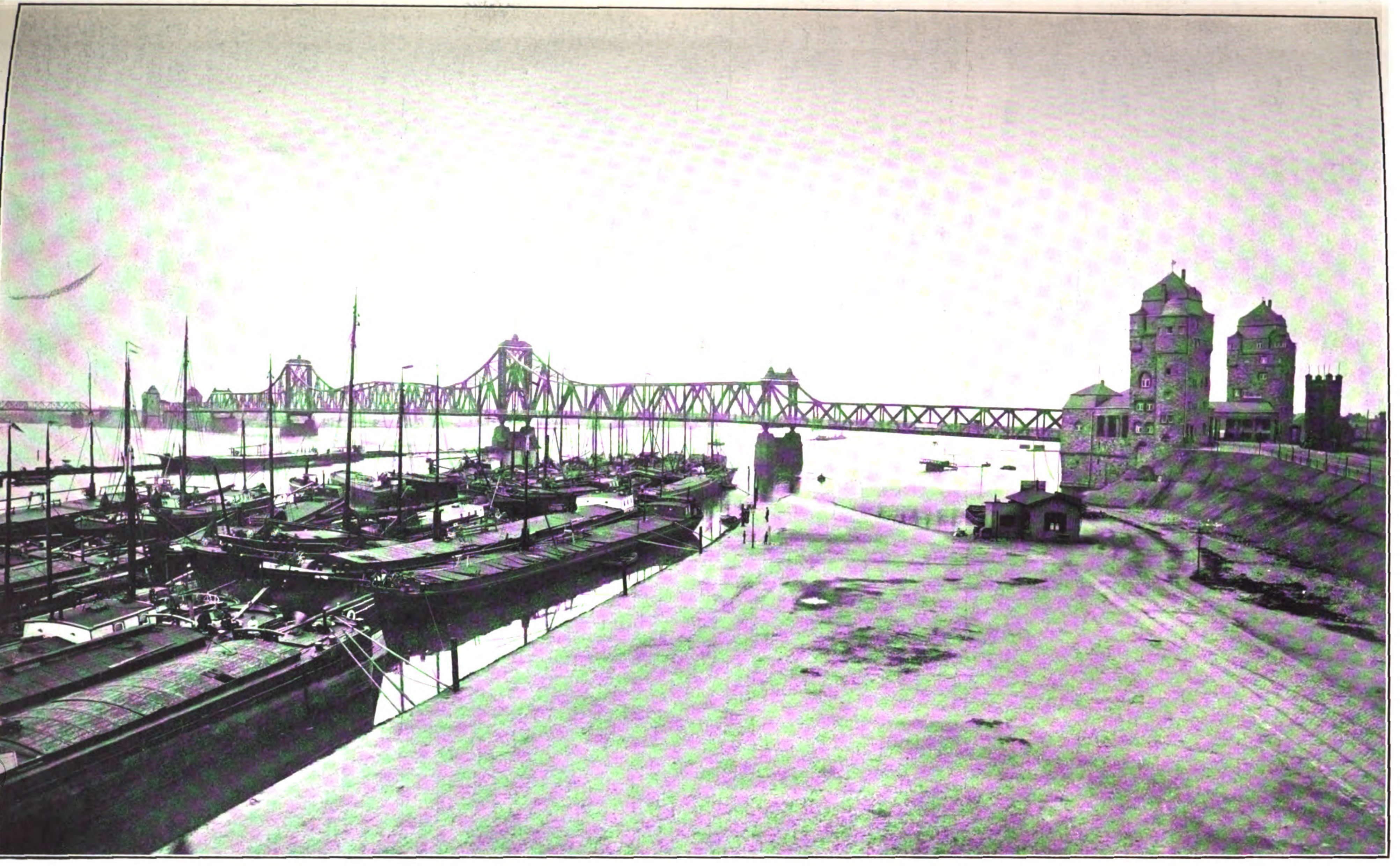
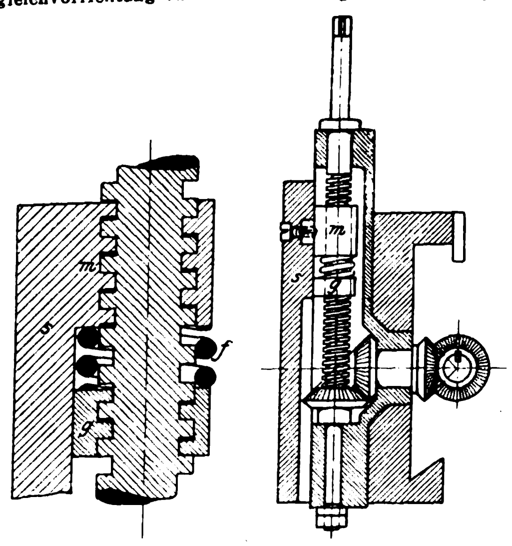


Fig. 351 und 352.

Ausgleichvorrichtung für den toten Gang an Schlittenspindeln.



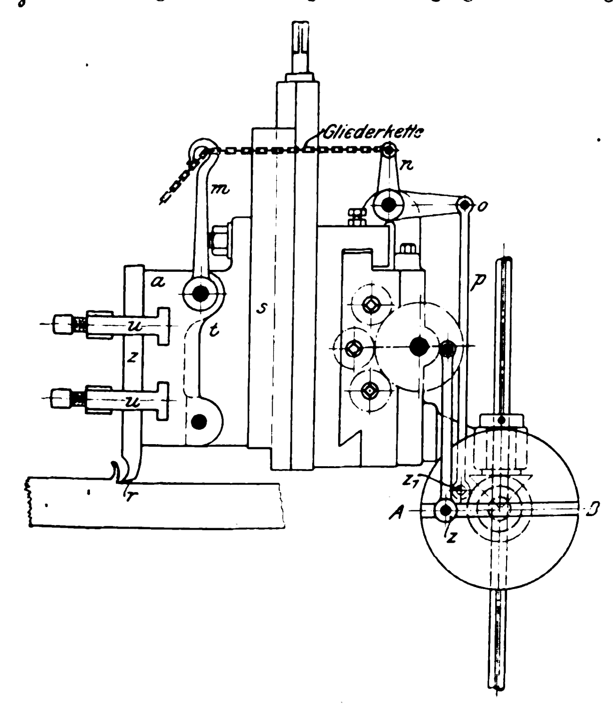
ren 316 und 318, kommt der Anwendung dieses Mittels neuerdings sehr zustatten.

Die zweite bei Hobelmaschinen nötige Vorrichtung, nämlich die zur Schonung der Stahlschneide (Meißelhub), kennzeichnet sich als

zeitweilig wirkender Gewichtausgleich,

und zwar handelt es sich hier um den Ausgleich des verhältnismäßig kleinen Gewichtbetrages, mit dem der Rücken der Hobelstahlschneide beim Rücklauf des Hobelmaschinentisches auf der Schnittbahn gleitend aufliegt. Wäre diese Schnittbahn ein Schleifmittel, so würde dabei die Hobelstahl-

Fig. 353. Ausgleichvorrichtung beim Rückgang des Werkzeuges.



schneide geschärft, so aber geschieht das Gegenteil, sie wird stumpf. Und dies ist der Grund, die Stahlhalterklappe *a*, Fig. 353, kurz vor Beginn des Tischrücklaufes ein wenig anzuheben, so daß der Rücken *r* der Stahlschneide beim Rücklauf frei schwebt.

Die Abstumpfung der Schneide ist nur geringfügig, wenn der Rücken auf der eben vollendeten Schnittbahn gleitet. Fast alle Werkzeugschlittenschaltungen haben aber die unangenehme Eigenschaft, daß nur bei einer der beiden möglichen Klinkenlagen 1 und 2, Fig. 354, das Werkzeug zur richtigen Zeit weitergeschaltet wird, d. h. nach Beendigung des Tischrücklaufes, unmittelbar vor Beginn des nächsten Schnittes. Legt man die Klinke zum Richtungswechsel des Vorschubes in die andre Lage um, so wird das Werkzeug nicht mehr in diesem günstigen Zeitpunkt, sondern zu früh, d. h. schon vor Beginn des Tischrücklaufes, weitergeschaltet.

Infolge dieser zu frühen Schaltung gleitet der Rücken der Hobelstahlschneide nicht in der soeben gehobelten, also verhältnismäßig glatten Schnittbahn, Fig. 355, sondern auf der Kante des vorigen Schnittes, also auf roher Kruste, Fig. 356. Selbstverständlich leidet dadurch die Schneide des Stahles viel mehr. Diese ungünstige Schaltung richtig zu stellen, dienen die in den früheren Figuren 205 bis 207 (Z. 1904 S. 551) und auch in Fig. 353 dargestellten Umstelleinrichtungen des Hubzapfens *z* von der Seite *A* nach der Seite *B* der Schaltscheibe.

Mit dieser Einrichtung begnügen sich jetzt durchschnittlich alle neueren amerikanischen und deutschen Hobelmaschinen. Mehr als heute wurde früher die in Fig. 353 dargestellte Meißelhubvorrichtung mit den Hubteilen *mnop* angewendet.

Da die Größe des senkrechten Abhubes der Stahlschneide vom Werkstück von der Spantiefe abhängig ist, nicht aber von der Größe der Spanbreite (Vorschub), so ist es nicht richtig, den Abhub in Verbindung mit dem verstellbaren Hubzapfen *z* des Vorschubes zu bringen, wie es in bequemer Weise vielfach geschieht. Richtiger ist eine unabhängige Bewegung, wie sie z. B. in Fig. 353 durch den Sonderhubzapfen z_1 hervorgebracht wird. Letzterer kann unverstellbar sein, wenn der von ihm hervorgebrachte Klappenhub etwas größer als die vorkommende größte Spantiefe gewählt wird.

Fig. 354. Fig. 355 und 356.

Mehrere Umstände haben zusammen gewirkt, daß man solche Meißelhubvorrichtungen jetzt weniger anwendet. Es sind dies:

1) die jetzige Betätigung der Schaltung durch eine senkrechte Zahnstange, s. die früheren Figuren 211 und 212 (Z. 1905 S. 945), wobei die Einrichtung eines von der Schaltgröße unabhängigen Anhubes umständlich wird;

2) das unschöne und bei Schräglagen des Schlittens unvollkommen wirkende Zwischenglied einer einzuhängenden Gliederkette, Fig. 353;

3) die Einführung widerstandsfähiger Stahlsorten für die Werkzeuge.

Alle diese Gründe sind indes nicht ausschlaggebend, sobald es sich um Feinhobelei handelt. Bei dieser ist jedes praktische Mittel zur Schonung der Stahlschneide am Platz.

Das oben über das Gleiten des Stahlrückens beim Tischrücklauf Gesagte führt fast von selbst zu der Ueberlegung, daß eine Einrichtung für die Werkzeugumschaltung, die unter allen Umständen, d. h. in beiden möglichen wagerechten Vorschubrichtungen stets vor Beginn des Schnittes, niemals vor Beginn des Tischrücklaufes wirkt, auch ohne Meißelhubvorrichtung die schädliche Rückgleitwirkung in einfacher Weise auf ein kleinstes Maß herabzudrücken geeignet ist.

Eine solche Hobelmaschinenschaltung ist die Schaltung des Verfassers, die von der Werkzeugmaschinenfabrik Union gebaut wird und sich bereits an mehreren hundert gelieferten Maschinen als dauernd tadellos wirkend bewährt hat. Fig. 357 bis 359 stellen den Schaltantrieb dar. Zur Gegenüberstellung des nach amerikanischem Vorbild jetzt meist üblichen Schaltantriebes dient Fig. 360.

In beiden Einrichtungen geht der Antrieb von der Welle *w* aus. *w* ist die zweite Getriebewelle der Hobelmaschine, s. Fig. 361, und in beiden wird die hin- und hergehende Schwingbewegung der Kurbelscheibe *k*, welche die nach dem Schaltklinkenhebel führende Zugstange *z* auf und nieder be-

wegt, durch Reibung erzeugt. Die Reibung wird nach Fig. 360 durch 2 Lederscheiben $l_1 l_2$, nach Fig. 358 durch eine Lederscheibe l hervorgebracht. Die Lederscheibe ist in Fig. 358 mit der gußeisernen Tellerscheibe s verbunden.

Nach Fig. 360 werden die Lederscheiben durch mehrere Federn f dauernd an die Kurbelscheibe gepreßt.

So lange sich die Welle w nach der einen Richtung (also z. B. beim Vorwärtsgang des Hobelmaschinentisches)

Fig. 357 bis 359. Hobelmaschinenschaltung von Fr. Ruppert.

Fig. 357.

Fig. 359. Fig. 358.

Fig. 360. Fig. 362.

Fig. 361. Fig. 363.

dreht, ist die Reibung bestrebt, die Kurbelscheibe k beständig in einem Sinn umzudrehen. Die Scheibe würde sich daher im Kreise drehen, wenn nicht ein Anschlagstift ihre Drehung begrenzte. Sobald die Weiterdrehung behindert wird, wirkt natürlich die Reibung nutzlos weiter, und zwar so lange, bis der Hobelmaschinentisch ans Ende seines Weges gekommen ist. Hier erfolgt durch die früher in Fig. 54 und 55 (Z. 1903 S. 389) dargestellten Riemensteuerungen der Umlaufwechsel. Nun dreht sich die Welle w im andern Sinne, und es entsteht eine kurze Nutzwirkung der Lederscheibenreibung, so lange, bis der Rücklauf der Kurbelscheibe k durch einen zweiten Anschlag begrenzt wird. Von da ab findet wieder eine nutzlose Dauerwirkung der Lederscheibenreibung an der Kurbelscheibe statt, bis der Hobelmaschinentisch ans andre Ende seines Weges gelangt ist. Die eben geschilderte, auf $^3/_4$ bis $^9/_{10}$ des Tischweges nutzlose Reibung muß so stark sein, daß sie ausreicht, die Schaltklinke des Schlittens in Schwingung zu versetzen. Das ist aber nur möglich durch Ueberwindung der Reibung, die der Hobelmaschinenschlitten auf seiner Führung (Querschlitten oder Lyraschlitten) bei der Fortschaltung verursacht.

Die dazu erforderliche Arbeitsleistung ist, namentlich bei größeren Schaltungen (man verwendet z. B. beim Schlichten Schaltungen bis zu 20 mm) und beim gleichzeitigen Arbeiten mit mehreren Schlitten so groß, daß ein beständiges Warmlaufen der Kurbelscheibe k beinahe die Regel bildet. Da dieses Warmlaufen aber sonst keinen Schaden anrichtet und sich niemand die Mühe nimmt, den ständigen kleinen unnützen Verbrauch an Triebkraft mit der Anzahl der arbeitenden Hobelmaschinen und der Anzahl der Arbeitstage im Jahre zu multiplizieren, so findet die Kundschaft diese Einrichtung ganz zufriedenstellend, namentlich, weil sie amerikanischen Ursprunges ist; und auch der Fabrikant ist zufrieden damit, da sie in der Herstellung einfach und billig ist. Ich bin daher genötigt, meine in der Herstellung etwas teurere Erfindung einer Kurbelscheibenbewegung ohne nutzlose Dauerreibung einerseits mit meinem technischen Idealismus, anderseits mit meiner kritischen Ader auch gegenüber amerikanischen berühmten Mustern vor dem geneigten Leser zu entschuldigen.

Vorher eine kurze Geschichte, wie ein findiger Kopf die unnütze Reibung in der amerikanischen Hobelmaschinenschaltung auf einfache Weise hat beseitigen wollen. Fig. 362 zeigt die Kurbelscheibe k mit einem gespaltenen Bremsring r durch die beiden Bolzen b_1, b_2 verbunden. Der Bremsring ersetzt die Lederscheiben l. Er wird auf den Umfang der auf der Welle w sitzenden Bremsscheibe s durch zwei hinter einander liegende, einen Hebel zwischen sich habende Schraubenfedern f gepreßt. Der Hebel endet in eine quadratische Nabe. Findet er bei der Umdrehung von s seine Ausschlagbegrenzung an einem der beiden Anschlagbolzen a_1 oder a_2, so — schließt nämlich der Erfinder dieser Einrichtung — wird die Reibung zwischen s und r aufgehoben. Diese Behauptung ist in ernsten technischen Zeitschriften, auch in technischen Büchern nachgesprochen und -gedruckt worden; es ist sogar dem Kaiserlichen Patentamt untergelaufen, diese unmögliche Reibungsaufhebung patentiert zu haben.

Statt des Gewollten bewirkt diese Einrichtung weiter gar nichts als einen etwas sanfteren ersten Anschlag von h gegen a_1 und a_2. Der Federdruck von f könnte durch Hebel h nur dann überwunden werden, wenn die Reibung zwischen s und r an der Stelle x unverändert bestehen bliebe. Jede Schwingung von h zwischen den beiden parallelen Enden e_1, e_2 des Bremsringes r müßte aber augenblicklich die Reibung zwischen s und r aufheben. Daraus würde sofort die Wirkung folgen, daß sich s gegen r relativ um einen entsprechenden Betrag drehte, wodurch augenblicklich die Parallellage von e_1, e_2 und die frühere Reibung zwischen s und r wieder hergestellt würde.

Dieser Vorgang bedeutet daher keine Aufhebung der Reibung während der Drehung von s, sondern nur das beständige Zurückführen der durch kleinste Augenblicksschwingungen der vierkantigen Nabe von h erhöhten Federspannung auf ihren vorherigen Betrag bei Parallellage von e_1, e_2. Wer dieser Erklärung nicht glaubt beistimmen zu können, mache einfach den praktischen Versuch, an einer mit dieser garnicht seltenen Einrichtung ausgestatteten Hobelmaschine den Hebel h mit der Hand zum Ausschwingen zu bringen. Dabei müßte sich doch nach der Theorie des Erfinders die Reibung zwischen s und r aufheben. Sie tut es aber nicht, sondern s wird durch r mit in Drehung versetzt,

oder, wenn man s festhält, muß die durch die Federn erzeugte Reibung zwischen s und r im vollen Betrag überwunden werden, um r und k in Umdrehung versetzen zu können.

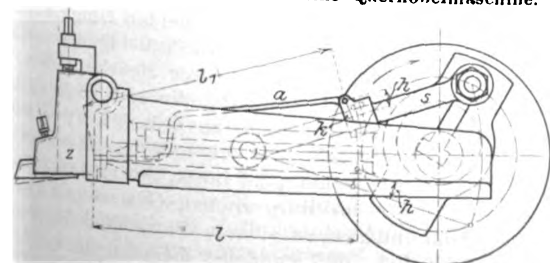
Der Kern des in Fig. 357 bis 359 dargestellten neuen Schaltantriebes ist eine nur zeitweilig wirkende Reibung zwischen Lederscheibe l und Kurbelscheibe k. Daneben ist die Zeit dieser kurzen Reibung so zu begrenzen, daß die Umkehr des Umlaufs der Welle w vor Beginn des Hobelschnittes benutzt wird, um gleichzeitig die Schwingung der Kurbelscheibe umzukehren. Die Anpressung von k an l muß also in dem Augenblick und so lange erfolgen, wie der Tisch das letzte Stück (etwa 100 mm) seines Rücklaufes und das erste ebenso lange Stück seiner Vorwärts- (Schnitt-) bewegung zurücklegt. Der am Tisch angebrachte hintere stellbare Laufbegrenzungsschieber m wird zur Erfüllung dieser Aufgabe befähigt, wenn er eine seitliche schiefe Ebene e erhält, die eine Rolle r mitsamt einem Winkelhebel $a_1 a_2$ zum Ausschlag bringt. a_2 nimmt dabei einen andern Winkelhebel $b_1 b_2$ mit sich, und zwar federnd infolge der Zwischenschaltung einer spannbaren Schraubenfeder f; b_2 zieht die Gabel g und damit unter Vermittlung des Armkreuzes cc die Kurbelscheibe k gegen die von dem Gußteller s gestützte Lederscheibe l, und so ist der zur Bewegung der Schaltklinkenzugstange z nötige zeitweilige Antrieb hergestellt. Sobald einer der Arme c an einen festen Anschlag antrifft, ist die Schwingung der Schaltscheibe zu Ende. Gleich darauf ist aber auch die Rolle r am höchsten Punkt der schiefen Ebene e angelangt, und unterdes ist auch der Riemenwechsel und damit der Umlaufwechsel von Welle w vollzogen, der Hobelmaschinentisch beginnt zurückzulaufen, Kurbelscheibe k schwingt rückwärts bis zum Anschlag an den Arm c, Rolle r gleitet die schiefe Ebene e wieder herab, und nun ist die Reibung zwischen Kurbelscheibe k und Lederscheibe l wieder aufgehoben.

Der sofort sichtbare Unterschied zwischen der amerikanischen und der Ruppert-Schaltung besteht in der durch den Tischweg getrennten Zeitfolge der Vor- und Rückschwingung der Kurbelscheibe k bei der ersteren und in der unmittelbaren Zeitfolge von Vor- und Rückschwingung der Kurbelscheibe k bei der letzteren. Diese unmittelbare Zeitfolge macht das Umlegen der Schaltklinke zwecks Richtungswechsels des Werkzeugvorschubes einflußlos, derart, daß die Fortschaltung des Werkzeuges stets unmittelbar vor Beginn des Schnittes erfolgt, gleichviel, ob die Schaltklinke nach rechts oder nach links, Fig. 354, steuert. Der kleine Zeitunterschied der Schaltung ist nur noch als letzter Rest des Tischrücklaufes oder als erstes Stück des Tischvorlaufes wahrnehmbar. Bei beiden befindet sich die Schneide des Hobelstahles im Freien vor dem Beginn der Anschnittstelle.

Um auch noch fast den letzten Rest des Gleitdruckes der Hobelstahlschneide beim Rücklauf des Tisches ohne Benutzung einer Meißelhubeinrichtung zu beseitigen, wird neuerdings in der »Union« der billige Kunstgriff angewendet, in die Stahlhalterklappe eine oder zwei Federn e mit Stellschrauben d einzulassen, Fig. 363, welche die Komponente des Eigengewichtes der Klappe, die als Druck auf die Schnittbahn auftritt, bis auf einen letzten kleinsten Rest aufheben, der als Sicherheit für gute Anlage der Klappenfußfläche b an die Schieberfußfläche c beibehalten wird.

Bei der Querhobelmaschine (Shapingmaschine) läßt sich der Meißelhub mit einfachsten Mitteln herstellen. Das Vorbild dazu ist der Bilgram-Kegelräder-Hobelmaschine (deutsche

Fig. 364. Meißelhub für eine Querhobelmaschine.



Lizenz, J. E. Reinecker, Chemnitz-Gablenz) entnommen und in Fig. 364 dargestellt. Eine auf der Schubstange s verstellbare Klemme k trägt gelenkartig eine Stoßstange a. Durch den Kurbelausschlag und den Höhenunterschied h ergibt sich ein Längenunterschied l gegen l_1 bei der oberen und unteren Stellung der Kurbel. Infolge dieses Längenunterschiedes stößt die Stange a zeitweilig an die Zahnhalterklappe z, derart daß letztere unmittelbar bei Beginn des Werkzeugrücklaufes ein wenig angehoben wird.

Hiermit schließen die beiden Hauptteile dieses Aufsatzes, welche behandelten:

1) Einrichtungen zur unmittelbaren Erhöhung der Leistungen der Werkzeugmaschinen durch verbesserte Schnitt- und Vorschubbewegungen,

2) Einrichtungen zur mittelbaren Erhöhung der Leistung derselben durch zeitsparende Einrichtungen, oder durch Verminderung der toten Arbeitzeiten.

Der dritte Hauptteil und zugleich der Schluß des Ganzen soll sich in gedrängter Kürze befassen mit der

Zusammenstellung der Einrichtungen für Antrieb, Vorschub und Einstellung zur ganzen Maschine.

Die neuzeitliche Art dieser Zusammenstellung wird beherrscht von 2 Grundsätzen;

der erste lautet:

Bedienung der Maschine vom Arbeitsorte aus;

der zweite:

Konstruktive Vereinigung des Arbeitzweckes der Maschine mit dem gesetzlich verlangten Schutz.

Hierbei werden wir einem für viele überraschenden tiefgreifenden Einfluß der deutschen Arbeiterschutzgesetzgebung begegnen [1]).

Die Bedienung vom Arbeitsort

als ausgesprochener Grundsatz für die Anordnung der Betriebsteile der Werkzeugmaschine war dem Whitworth-Zeitalter, das man als das erste klassische Zeitalter des Werkzeugmaschinenbaues bezeichnen kann, unbekannt. Sie ist mit der Entwicklung der neuzeitlichen zeitsparenden Einrichtungen zu einer immer strenger auftretenden Konstruktionsforderung geworden.

Das äußerliche Kennzeichen einer Maschine, die noch ohne Kenntnis oder ohne Berücksichtigung dieser Forderung gebaut ist, bildet die Zerstreuung der Bedienungsteile (Handgriffe, Hebel, Kupplungen, Stufenscheiben usw.) über die ganze Maschine. Der Konstrukteur hat diese Teile einfach dahin gebracht, wo er sie am besten zur Erfüllung ihres Arbeitzweckes gebrauchen kann, unbekümmert darum, ob der bedienende Arbeiter tagüber fortwährend an seiner Maschine hin- und herlaufen muß. Selbstverständlich wachsen die damit verbundenen Uebelstände und Zeitverluste mit der Größe der Maschine, während sie bei kleineren Ausführungen weniger störend auftreten. Noch auf der Pariser Weltausstellung von 1900 konnte man selbst an Erzeugnissen guter Fabriken vielfach ein planloses Durcheinander der Betriebsteile sehen. Seitdem sind in der kurzen Spanne weniger Jahre, die in früheren Zeiten des Werkzeugmaschinenbaues kaum bemerkbare Fortschritte zeitigten, grundlegende Ver-

[1]) Ich benutze die Gelegenheit, darauf hinzuweisen, daß ich bei einem Vortrag über diesen Gegenstand einen von mir verbesserten Lichtbildwerfer mit Einrichtung für Bilderdarstellung nach Zeichnungen und Abbildungen aus Zeitschriften benutzt habe, der gute, scharfe Wandbilder erzeugte. In diesen Bildwerfer können Zeitschriften bis zum Format der vorliegenden wagerecht eingelegt und um soviel längs und quer verschoben werden, wie nötig ist, um jede Stelle einer Seite in den Beleuchtungskreis zu bringen. Die Texte der Bilder erscheinen nicht als Spiegelbild, sondern lesbar in Urstellung. Die Größe der Bilder beträgt $1^1/_4$ m bis $1^1/_2$ m im Geviert. Solche Bildwerfer sind von der Fabrik optischer Apparate Ed. Liesegang in Düsseldorf für 500 bis 600 ℳ zu beziehen.



änderungen in den Gesamtanordnungen vieler Werkzeugmaschinen geschaffen worden, namentlich durch die Fabriken mit neuzeitlicher Sondererzeugung.

Bei den praktischen Ausführungen des Grundsatzes der Bedienung vom Arbeiterstande macht sich besonders eine Erscheinung bemerklich: die Vereinigung der Bedienungsteile an der Maschine in einigen wenigen Gruppen. Der Vorgang hat Aehnlichkeit mit dem fortschreitenden Siege des elektrischen Gruppenantriebes, als dem goldenen Mittelweg zwischen Transmissionsantrieb und Einzelantrieb. Weder die frühere Zerstreuung der Bedienungsorte noch auch deren vollkommene Zusammenfassung an einem einzigen Standort, sondern der Mittelweg zwischen beiden erweist sich bei größeren Maschinen als der nach allen Richtungen wirtschaftlichste.

Eines der überzeugendsten Beispiele hierfür dürfte die Wagerecht-Bohrmaschine mit wanderndem Bohrort darstellen.

Es gibt heute noch Maschinen dieser Art, bei denen von einer Zusammenfassung der Bedienungsteile in Gruppen nicht die Rede ist; es gibt auch das Gegenstück, wo alle Bedienungsteile an den Spindelstock des wandernden Ständers verlegt sind. Aus dieser Einheitlichkeit des Bedienungsortes hat sich bei sehr großen Maschinen schließlich die Notwendigkeit des wagerecht mitwandernden Arbeitstandes ergeben, und als die letzte Schlußfolgerung hat man diesen wandernden Arbeitstand nicht nur wagerecht, sondern auch senkrecht beweglich gemacht, so daß der Arbeiter bei der Bedienung der Maschine auf einer kleinen, mit der Bohrspindel selbsttätig hin und her und auf und ab fahrenden Galerie steht, die mit einem Schutzgeländer umgeben ist, s. Fig. 365. Ein solches Bild erweckt schnell den Anschein bedingungsloser technischer Vollkommenheit.

Fig. 365. Bedienungsbühne an einer Wagerecht-Bohrmaschine.

Vor der tiefer gehenden Kritik hält diese Vollkommenheit aber in den meisten Fällen nicht Stand. Einesteils ergibt die notwendige Kleinheit der Galerie eine ständig hinderliche Beengung des Bedienungsraumes, andernteils darf man nicht vergessen, daß, bevor das Bild des oben auf der Galerie stehenden Arbeiters in die Erscheinung treten kann, dieser selbe Arbeiter von seinem erhabenen Standpunkt herunterklettern muß, um Bohrer, Bohrstangen, Fräser usw. in die Bohrspindel und in das entfernte Gegenlager einzuführen, und daß er, nachdem die oft nur kurze Zeit der Benutzung vorüber ist, wiederum mit Hülfe einer an der Galerie hängenden Leiter herab- und emporklettern muß.

Diese praktischen Gründe lassen den auf- und abwärts beweglichen Arbeitstand nur in den besondern Fällen, wo längere Zeit andauernde Bohr- und Fräsarbeiten in großer Höhe über dem Aufspanntisch auszuführen sind, als berechtigt und richtig erscheinen.

In der Mehrzahl der Fälle ist bei großen Maschinen der Mittelweg, nämlich der nur wagerecht mitfahrende Arbeitstand, das Richtige. Ein solcher Stand kann schnell bestiegen und verlassen werden, und selbst wenn die Bohrhöhe über den Bereich der Armhöhe des Arbeiters steigt, so ist eine auf den wagerecht mitfahrenden Stand aufgesetzte Stufentreppe das einfachste Mittel, welches gleichzeitig die erforderliche größere Bedienungshöhe und den schnellen Wechsel des Standortes des Arbeiters zum Zweck des Werkzeugwechsels ermöglicht.

Ein nur wagerecht mitfahrender Arbeitstand war in Fig. 307 (Z. 1906 S. 615) dargestellt. Die dort am Bett des Bohrständers sichtbaren, in einer Gruppe vereinigten vier Handhebel bewirken alle an der Maschine nötigen Ortsveränderungen des Werkzeuges, also Hin- und Herbewegung, Auf- und Niederbewegung, Eil- oder Fräsgang und Ein- und Ausschaltung dieser Bewegungen.

Die zweite Gruppe der Bedienungsteile befindet sich am auf- und abwärts beweglichen Spindelstock des Bohrständers und dient dem selbsttätigen Vorschub der Bohrspindel und seiner Größenveränderung sowie der letzten Feineinstellung auf Bohrmitte vor Beginn jeder Bohrarbeit.

Aehnliche Gruppierungen sind an den neuzeitlichen Senkrecht-Bohrmaschinen, Schlittendrehbänken, Wagerecht-Planbänken, Hobelmaschinen usw. augenfällig wahrnehmbar. Sie erfüllen in vielen Fällen zugleich einen der erzeugenden Fabrik zugute kommenden Nebenzweck, denn sie ermöglichen die Errichtung von Teilmontagen, d. h. von Arbeitstellen in der erzeugenden Fabrik, in denen nur diese oder jene Gruppe von Bewegungsteilen unabhängig von der Hauptmontage soweit fertiggestellt wird, daß sie von hier aus auf Lager gelegt werden kann, bevor der Zusammenbau der ganzen Maschine in der Hauptmontage beginnt.

Mit dieser Art der Erzeugung verschwindet zugleich mehr und mehr das eine Zeitlang besonders in Chemnitz nach dem Vorgange Zimmermanns gepflegte grundsätzliche Angießen aller Lager und Lagerarme an den Hauptkörper der Maschine, das zwar meistens eine Ersparnis in den Herstellkosten der Maschine herbeiführt, aber in vielen Fällen nicht ermöglicht, die neuzeitlichen Genauigkeitsgrenzen, d. h. nur um wenige Hundertstel eines Millimeters betragende Fehlergrenzen, für die Lage der Betriebsteile sicher einzuhalten.

Außerdem wird durch das grundsätzliche Angießen aller Lagerstellen an den Hauptlagern oft die Möglichkeit genommen, später eintretende Abnutzung durch Nachstellen wieder auszugleichen. Auch in dieser Beziehung dürfte die goldne Mitte das Richtige sein: Angießen oder Anschrauben der Lager usw., wie es im Einzelfalle dem besondern Zweck am besten entspricht.

Der zweite neuzeitliche Hauptgrundsatz für die Zusammenstellung der Betriebs-, Vorschub- und Einstellbewegungen: »Rücksichtnahme auf den persönlichen Schutz des Arbeiters«, sei im folgenden Schlußkapitel besprochen.

Der Einfluß der deutschen Arbeiterschutzgesetze auf die Konstruktion der Werkzeugmaschinen.

Eine Kleinigkeit ist es, von welcher der nachstehende Abschnitt ausgeht, ein Streifen Blech, den man als Schutz um ein Zahnrad anbrachte, oder ein Brettstück, das zu gleichem Zwecke vor einen laufenden Riemen gesetzt wurde, beide nicht wert, daß sich ein Maschinenkonstrukteur darum kümmert.

Und was war die Ursache, diese beiden Dinge anzubringen? Ein deutsches Gesetz, das Haftpflichtgesetz. Dieses Gesetz bestimmt, daß der Besitzer einer Maschine entschädigungspflichtig für die Verletzung ist, die sein Eigentum, die Maschine, einem andern Menschen an dessen Körper zufällig verursacht. Das Verhältnis des eigentlichen Ausübers der Verletzung, also der Maschine, zu ihrem Besitzer ist juristisch ähnlich gedacht, wie im Bürgerlichen Gesetzbuch das Verhältnis eines Unmündigen zu seinem Vater oder Vormund.

Es war erklärlich, daß zunächst dieser neue gesetzliche



Zusammenhang zwischen der Maschine und ihrem Eigentümer einerseits und fremden Personen anderseits den Erzeuger der Maschine nicht berührte, noch viel weniger aber ihren Erfinder und Konstrukteur. Heute dagegen wissen wir, daß der Konstrukteur in einzelnen Fächern des Maschinenbaues, zum Beispiel des Aufzugbaues, in weitgehendem Maße durch gesetzliche Vorschriften nach ganz bestimmten Richtungen beeinflußt wird.

Beim Werkzeugmaschinenbau ist dies nicht unmittelbar der Fall; aber mittelbar hat sich allmählich ein ungeschriebenes Gesetz gebildet, dessen Entstehung und dessen von Jahr zu Jahr immer tiefer greifender Einfluß, der manchem noch nicht ganz klar vor Augen getreten sein mag, im folgenden geschildert werden soll.

Daß das Haftpflichtgesetz auf dem Gebiete des Baues von Arbeitsmaschinen, also auch der Werkzeugmaschinen, begann, sich bemerklich zu machen, zeigten zuerst öffentlich die früher öfter veranstalteten Ausstellungen für Unfallverhütung. Die Leitung jeder derselben erließ die Vorschrift, daß alle schützende Hüllen, Wände usw. mit roter Farbe anzustreichen seien, also sinnbildlich mit der Farbe des Feuers, des Blutes, die dem Beschauer deutlich sagen sollen: Dieser besondere Teil ist vom eigentlichen technischen Zwecke der Maschine unabhängig; er ist dasjenige, was solche Ausstellung als Fortschritt, als Neuheit, als Wohltat für den Arbeiter und als Wirkung des neuen Gesetzes vorführen soll, während das Ganze, die Maschine selbst, Nebensache ist. Höchstens soll sie zeigen, wie bei ihrer Ingangsetzung die Schutzvorrichtungen wirken.

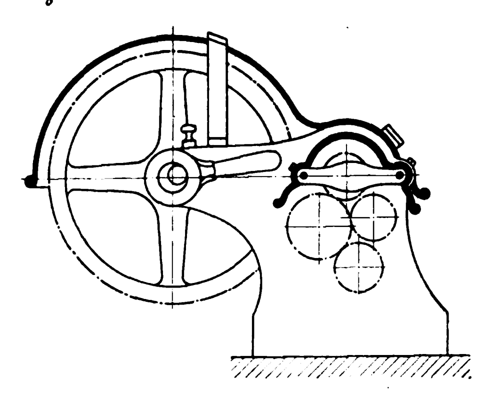
Auf die Dauer hat sich eine solche Kennzeichnung der Schutzteile natürlich nicht erhalten können; denn fortschreitend findet eine innigere Verschmelzung des technischen Zweckes mit dem Schutzzweck in den ruhenden, tragenden, Widerstand leistenden Bauteilen der Maschinen statt. Diese Vereinigung von Arbeits- und Schutzzweck in einer Einheitsform ist aber nur erst zum Teil gut durchgebildet; zum Teil sucht sie noch nach den Formen der letzten Vollendung. Im folgenden wird daher die Aufmerksamkeit des Lesers nicht nur durch etwas Geschehenes, der technischen Geschichte Angehörendes in Anspruch genommen, sondern es handelt sich auch um neueste Tageserscheinungen und um Zukunftsbestrebungen, die in einzelnen Fabriken noch wenig, in andern wesentlich weiter fortgeschritten sind.

Mehr noch als durch die genannten Ausstellungen für Unfallverhütung ist diese tiefgreifende Wirkung auf die Gestaltung der Maschinen durch ein zweites deutsches Gesetz befördert worden. Die dem Erlaß des Haftpflichtgesetzes bald folgende Vorschrift der Errichtung von Berufsgenossenschaften brachte die Abwälzung des Schadenersatzes vom einzelnen betroffenen Maschinenbesitzer auf die Gesamtheit der Inhaber eines Industriezweiges. Bei der Verwaltung einer solchen gemeinschaftlich haftbar gemachten Gesellschaft trat naturgemäß die Häufigkeit der Unfälle lebhafter in die Erscheinung als vorher in den vereinzelten Fällen. Dadurch wurden die Verwaltungen veranlaßt, auf Verminderung der für die Schäden zu leistenden Geldausgaben zu sehen, und so kamen im Interesse der Gesamtheit der an der Genossenschaft Beteiligten verschärfte bindende Schutzvorschriften zustande. Das Hauptverlangen derselben war die Umhüllung der als wiederkehrend gefährlich erkannten Maschinenteile. Wer die Umhüllung unterließ, auf den fiel die an die Genossenschaft durch das Gesetz übertragene Verantwortlichkeit wieder zurück. Das war durchgreifend; wohl oder übel mußte jeder Besitzer von Maschinen auf seine eignen Kosten Schutzhüllen, Wände und Schirme ersinnen und anfertigen lassen.

Die nächstliegenden Baustoffe für diese schützenden Teile waren Holz, Eisenblech, Walzeisenschienen usw. Die Anfertigung geschah aus freier Hand, und die Anpassung an die Maschine war eine örtliche Einzelarbeit, so gut und so schlecht es bei den nicht für solche Nachträge geformten Maschinenteilen eben ging. Rund-, Flach- und Winkeleisenstützen, oft in merkwürdig gewundener und gekrümmter Form, dienten meist als Verbindungsstücke zwischen Schutzteil und benachbartem Maschinenteil. Derart entstandene Formen sind heute schon reif für die Sammlungen von Altertumsmuseen.

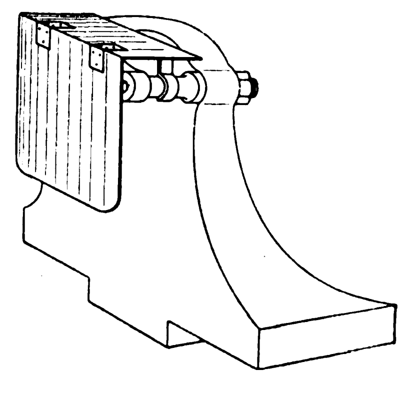
Einige Beispiele rufen jene Zeit dieser nachträglichen Anbringung von Schutzhüllen in den Maschinenfabriken erheiternd ins Gedächtnis zurück. Fig. 366 zeigt den Schutz des bekannten Rädervorgeleges und der Vorschubräder an

Fig. 366. Schutzhülle für ein Rädervorgelege.



den Spindelstöcken der Drehbänke durch Blechstreifen mit angenieteten Flacheisenstützen, Fig. 367 eine gründlichere Ueberdeckung der Vorschubräder durch eine Blechschürze und damit zugleich eine gründlichere Verunstaltung der Maschine, Fig. 368 ein Beispiel nachträglicher Umhüllung von

Fig. 367. Blechschürze zum Schutz der Vorschubräder.



Kegelrädern durch einen L-förmigen Blechkasten, der mit Flacheisenstützen an die Zylinderfläche der Wellenlager angeschraubt ist. Nicht nur der gezahnte Radumfang kann gefährlich werden, auch die Speichen rasch laufender Schwungräder. Die Abhülfe: Einschrauben eines Blechdeckels, ist eines der Mittel, die sich bis heute erhalten haben.

Fig. 368. Schutzkasten für Kegelräder.

Derartige dicht am Maschinenteil angebrachte Schutzeinrichtungen lassen sich allgemein als Nahschutz bezeichnen. Auch ein an einer Maschine vorüberführender Gang kann Gefahren bergen. Das gab Anlaß zur Anbringung von Schutzgeländern innerhalb der Werkstätten, meist vom Hauszimmermann aus Latten oder Brettern gefertigt. Riementriebe, die im Bereich der Menschengröße lagen, erhielten ähnliche Holzumbauten, hier meist als geschlossene, $1^1/_2$ bis 2 m hohe Kasten. Solchen Schutz kann man im Gegensatz zum vorigen Fernschutz nennen. Er bildet oft eine der schlimmsten Verunstaltungen der Maschinenformen.

In die Ferne wirken kann das Zerplatzen eines schnell laufenden Körpers, wie z. B. einer Schmirgelscheibe. Ein die Scheibe umhüllender Blechstreifen dient daher gleichzeitig als Nah- und Fernschutz. Diese Hüllen sind im Laufe der

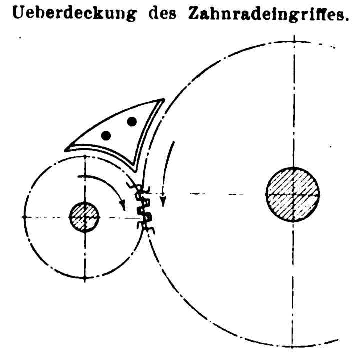
Zeit durch Stellbarkeit nach dem abnehmenden Durchmesser der Schleifsteine verbessert worden.

Die für die industriellen Betriebe unangenehme Zeit der gesetzlich erzwungenen nachträglichen Ausstattung der Maschinen und Maschinensäle mit solchen aus dem Stegreif zusammengebauten Schutzvorrichtungen nahm endlich ein Ende. Wenn nunmehr neue Maschinen anzuschaffen waren, konnte man es dem Käufer nicht verdenken, daß er nicht mehr gewillt war, durch eignes Nachdenken und auf eigne Kosten Zutaten anzubringen, ohne die er nicht wagen durfte, die neue Maschine in Betrieb zu nehmen. Dieser natürlichen Abneigung des Käufers kam der Wettbewerb der Maschinenfabriken untereinander zu Hülfe. Einzelne Werkzeugmaschinenfabriken begannen, die Schutzschirme an besonders gefährlichen oder in die Augen springenden Stellen der Maschine mitzuliefern, und hoben den Vorteil dieser Zugabe in ihren Preisbüchern hervor; die übrigen mußten, wenn sie nicht in Nachteil kommen wollten, das Gleiche tun.

So gelangte die Schutzhülle in den Bereich der Tätigkeit des Maschinenkonstrukteurs. Bald fand dieser, daß das für jeden Einzelfall in die geeignete Form zu bringende Walzmaterial: Flacheisen, Winkeleisen oder Blech, nicht das richtige Material für die Schutzhülle sei. Der nach Modellen geformte gußeiserne Schutzschirm trat fast ausnahmslos an die Stelle des schmiedeisernen. Zunächst wurde damit sparsam gewirtschaftet. In der Regel wurde nur die gefährlichste Stelle, bei Zahnrädern also nur die Eingriffstelle, überdeckt, s. Fig. 369.

Fig. 369.

Ueberdeckung des Zahnradeingriffes.



Die Sprödigkeit des Materials führte von selbst auf den Winkelquerschnitt oder den U-Querschnitt und damit zugleich auf den Fortschritt des seitlichen Schutzes, entweder nur für eine oder für beide Seiten der Zahnflanken.

Allmählich wurde der Schutz noch weiter ausgedehnt. Man überlegte, daß der Schutzschirm bequem einen Doppelnutzen gewähren könne, und zwar neben dem Schutze des Arbeiters auch den Schutz des Maschinenteiles selbst gegen mechanische Beschädigungen. Die Sorge, das Auffallen von Fremdkörpern auf Zahnräder oder sonstige bewegte Maschinenteile zu verhindern, führte zur Verlängerung der Schutzhüllen über die ganze obere Hälfte der bewegten Teile. Ein Beispiel solchen Stirnradschutzes, wie er heute noch zuweilen zu finden ist, zeigt Fig. 370.

Fig. 370.

Schutz für Stirnräder.

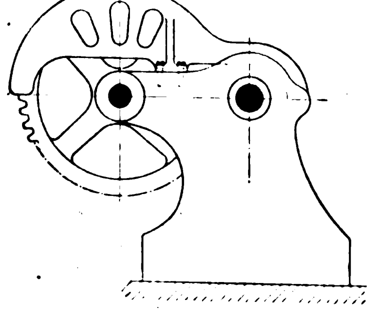
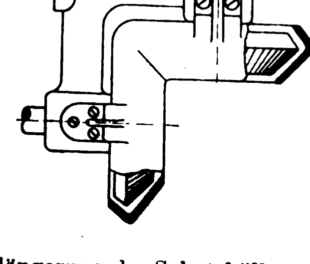


Fig. 371.

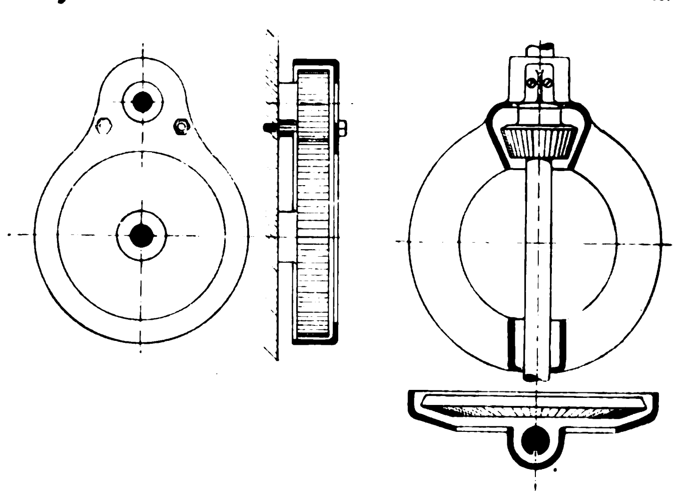
Schutz für Kegelräder.



Im Gegensatz zu der einfachen Modellherstellung für Stirnradschutz gestaltete sich die Modellierung des Kegelradschutzes schwieriger. Meist kam man nicht ohne Kernkasten aus, denn man hatte es dabei mit der Durchdringung kegeliger Teile und im rechten Winkel zueinander stehender Verbindungsarme zu tun. Die günstigste Stelle für letztere geriet hier oft in Widerspruch mit der besten Schmierstelle für die Lager der Arme, an denen der Schutzschirm befestigt werden mußte. Ein das Auge befriedigendes Aussehen war selten zu erreichen. Ein Beispiel zeigt Fig. 371.

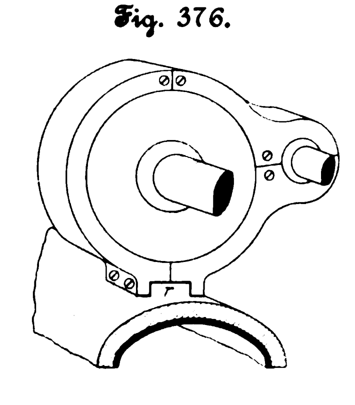
Die allmählich strenger werdenden Untersuchungen vorgekommener Unglücksfälle brachten eine Steigerung der Verantwortung für Unvollkommenheiten der Schutzhüllen. Solche bestanden aber bei den bisherigen Formen des Radschutzes, denn auch die nicht ineinander greifenden Zähne konnten Gefahr herbeiführen, konnten einen menschlichen Körperteil nach der Eingriffstelle hinziehen. Derartige Vorkommnisse

Fig. 372 bis 375. Geschlossener Schutzschirm für Zahnräder.



brachten in einzelnen Fällen auch eine neue, weder beabsichtigte noch erwünschte Wirkung des Schutzschirmes zutage, nämlich die Quetschung des Körperteiles zwischen bewegtem Teil und Schutzschirm, die unter Umständen ebenso schlimm war wie das unmittelbare Hineingeraten in die Zahneingriffstelle. Dies führte zu ungünstigen Meinungen über die Schutzhüllen überhaupt, aber auch zur Abhülfe, und zwar durch den vollständig geschlossenen Schutzschirm, Fig. 372 bis 375. Diese vollständige Schließung verlangte in manchen Fällen die Teilung des Schutzschirmmodelles und das Zusammenschrauben der Abgüsse. Bestrebungen, die Teil- und Schraubstellen möglichst unauffällig zu machen, sind in Fig. 376 deutlich erkennbar.

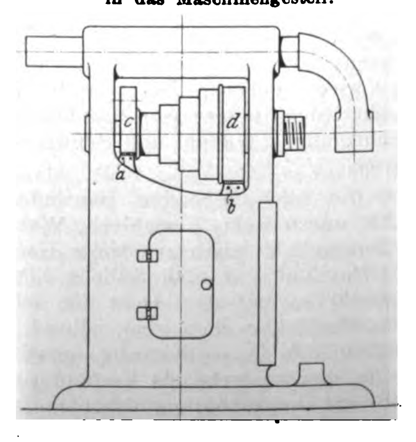
Fig. 376.



Den Einbau geschlossener Schirme in das Maschinengestell zeigt beispielsweise Fig. 377. Man sieht deutlich das Bestreben, die Formen des Gestelles durch die Schutzschirme *c* und *d* und ihre Befestigung *a* und *b* unberührt zu lassen.

Fig. 377.

Einbau eines geschlossenen Schutzschirmes in das Maschinengestell.



Bis hierher ist ein Einfluß auf die Konstruktion der Werkzeugmaschine selbst, wie ihn der Titel dieses Abschnittes anzeigt, noch nicht wahrnehmbar. Ein geringer Anfang dazu ist höchstens in der Anbringung von ebenen Arbeitsleisten oder Vorsprüngen auf gekrümmten Lagerarmen oder Flächen, auf denen sich

die Schutzschirme leichter anbringen lassen, zu erkennen; s. z. B. die Vorsprünge a und b, Fig. 377, und die Rippe r in Fig. 376.

Mit so einfachen Befestigungsmitteln, wie sie bei Stirnradschutz möglich waren, kam man bei Kegelrädern selten aus. Hierzu waren neue Formen nötig.

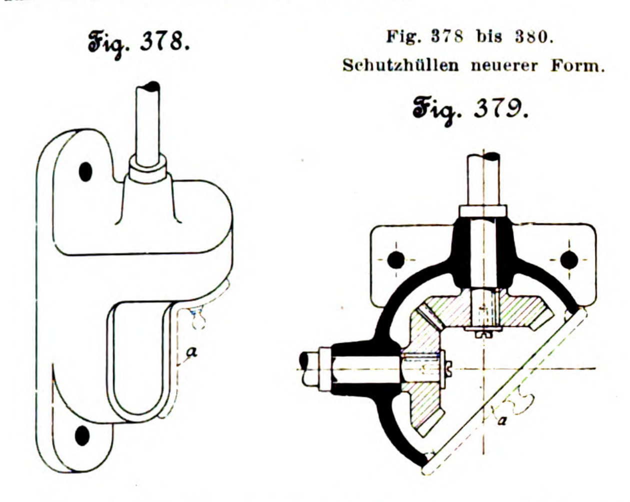


Fig. 378 bis 380.
Schutzhüllen neuerer Form.

Diese befriedigten erst, nachdem man sich dazu entschlossen hatte, die Form von Armen für die mit dem Schutzschirm auszustattenden Lager völlig fallen zu lassen und statt dessen zwei das Lager tragende Wandungen auszubilden, deren Fortsetzung den Schutzschirm ergab. So verschmolz Lagerwandung und Schutzschirm zu einer Einheit, welche die Eigenschaft der Tragfähigkeit für die laufenden Wellen besaß.

Die hierfür am nächsten liegende konstruktive Lösung war die Form der Durchdringung zweier zylindrischer Schutzhüllen mit Boden, wie beispielsweise in Fig. 378 dargestellt.

Die auf den Werkstattzeichnungen oft vorkommenden Querschnitte der Kegelräder luden förmlich dazu ein, eine andre Form, nämlich die Kugelform, für den Doppelzweck der Lagerung und des Schutzes zu versuchen. So wurden auch Boden und Umfang der Wandungen verschmolzen, und es entstand die Einheitsform der Kugelwandung mit angegossenen Lagerwarzen, die noch heute eine beliebte und für das Auge angenehme Schutzkonstruktion der Kegelradlagerung darstellt. Ein Beispiel zeigt Fig. 379.

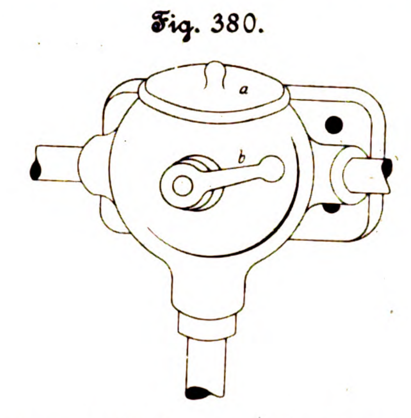
Nicht immer ist die nach oben geschlossene Form, die zugleich verhindert, daß Fremdkörper auf den Maschinenteil fallen, möglich. Um der Unzulänglichkeit der oben offenen Form in dieser Beziehung abzuhelfen, griff man zu der weiteren Zutat des abnehmbaren Deckels a, Fig. 378/379 (die beiden Figuren auf den Kopf gestellt), als letzter Ergänzung.

Diese vollständig geschlossenen Formen, die zugleich die Eigenschaft tragender Teile hatten, waren nicht nur eine Ergänzung früherer Formen, sondern der Anfang eines neuen Konstruktionsgrundsatzes; es ist der wichtige neuzeitliche Grundsatz:

Geschützte Innenlage der Betriebsteile der Werkzeugmaschinen

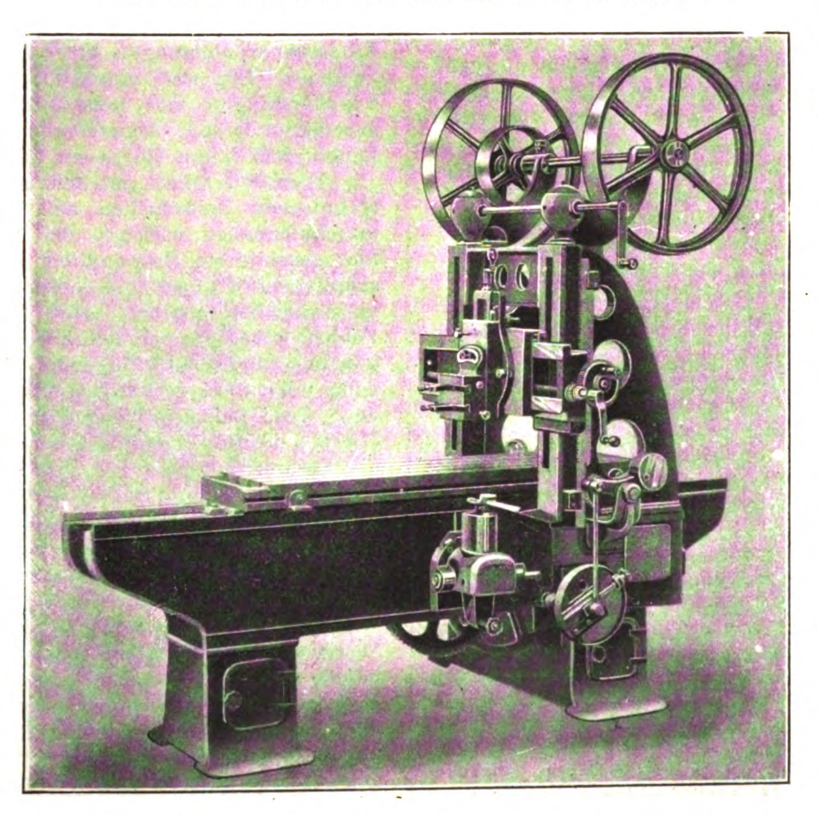
unter Wahrung der Zugänglichkeit. Dieser Grundsatz ist berufen, einen tief eingreifenden Einfluß auf die gesamte Bauart ganzer Gattungen von Werkzeugmaschinen auszuüben.

Die noch verhältnismäßig wenigen deutschen Werkzeugmaschinenfabriken, welche mit dem alten Verfahren, alle



möglichen Arten von Werkzeugmaschinen zu bauen, gebrochen und das neue wirtschaftlich richtigere Verfahren, alle ihre Mittel zur Erzeugung einer engbegrenzten Zahl von Maschinensorten zu verwenden, eingeführt haben, sind als Bahnbrecher auf dem Wege der Einführung des neuen Gedankens bereits ein gutes Stück vorwärts geschritten. Die Entwicklung vollzog sich wie folgt:

Fig. 381.
Neuzeitliche Form einer Hobelmaschine mit Riemenvorgelege.



Die durch Verdrängung der Lagerarme entstandenen widerstandsfähigen Wandungen waren wie geschaffen, außer dem Arbeiterschutz und dem Selbstschutz der Betriebsteile noch andern mechanischen Zwecken zu dienen; denn sie boten größere, bei den früheren Lagerarmen nicht vorhanden gewesene Flächen für die Anbringung weiterer Lagerwarzen, für Gleitflächen usw., so daß der Schutzschirm allmählich zum Träger von allerlei Hebelwerk und andern beweglichen Teilen wurde.

Dafür drei Beispiele:

1) Im Innern von Fig. 380 sei eine Klauenkupplung zwischen 3 Kegelrädern gedacht. Sie läßt sich bequem von außen durch einen das Kugelgehäuse durchdringenden Hebelbolzen mit Handgriff b ein- und ausrücken. Der abnehmbare Deckel a macht die innenliegenden Teile zwecks Oelung usw. zugänglich.

2) Die Verbindung zweier, je ein Kegelräderpaar umfassender Kugelwandungen mit Hohlgußlagerarmen, Fig. 381, gibt eine einfache, formenschöne Lösung der Aufgabe, auf den Ständern einer Hobelmaschine ein Riemenvorgelege anzubringen. Damit ist zugleich eine einfache Lösung für die Anbringung elektrischen Einzelantriebes an der Hobelmaschine gegeben; denn von der gleichzeitig als Schwungrad dienenden Antriebscheibe (oben rechts) kann unmittelbar ein Riemen nach einem auf einem Konsol am Ständer der Maschine stehenden Motor geführt werden. Die Figur zeigt zugleich die Ausführung

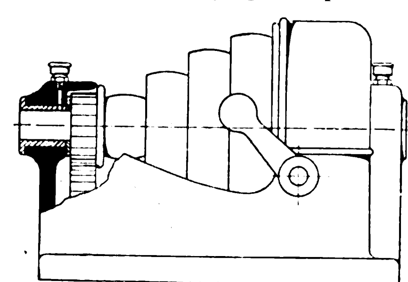


der Ruppert-Schaltung nach dem Grundsatz der Innenlage der Betriebsteile (Mitte des Bettes).

3) Das Anbringen besonderer Schutzschirmformen über den Rädern der Rädervorgelege an den Spindelstöcken der Drehbänke erledigt sich durch die Innenlage des ganzen Rädervorgeleges im Spindelstock, Fig. 382. Dieselbe wird ermöglicht durch die Anwendung einer der in den früheren

Fig. 382.

Innenlage der Rädervorgelege im Spindelstock.



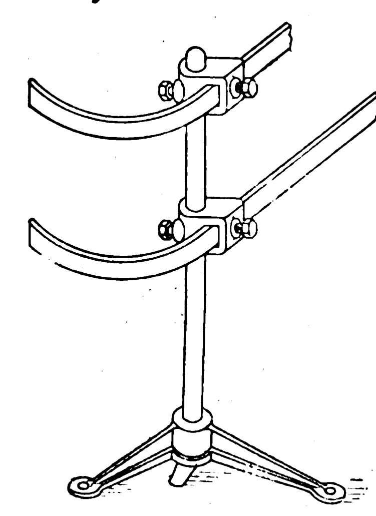
Figuren 108 bis 118 (s. Z. 1903 S. 1744 bis 1746) dargestellten Schnell-Ein- und Auskupplungen des Rädervorgeleges. Die gleiche Innenlage läßt sich auf Fräsmaschinen und Wagerecht-Bohrmaschinen mit ruhend gelagerter Arbeitspindel übertragen.

Ein weiterer Fortschritt in gleicher Richtung entstand durch folgende Erkenntnis:

Die aus der Blütezeit der verflossenen Whitworth-Periode des Werkzeugmaschinenbaues stammende, ein unantastbares Vermächtnis für alle künftigen Zeiten bildende Hohlgußform der Maschinengestelle ladet förmlich dazu ein, ganze Gruppen von Betriebsteilen, die früher am Gestell hingen, in dessen Inneres zu verlegen. So traten bei der von Whitworth in den 50er Jahren zuerst eingeführten Hohlform zu den Vorzügen der Stabilität und ruhigen äußeren Schönheit die beiden wichtigen neuzeitlichen Vorzüge des vollständigen Selbstschutzes bei Antrieben und Selbstgängen und des denkbar vollkommensten Arbeiterschutzes hinzu.

Eine vollkommen nach außen abgeschlossene Lage der Teile bringt noch zwei weitere Vorzüge mit sich, nämlich das Abhalten von Staub und Schmutz und damit die Möglichkeit dauernd reinlicher Oelung der gleitenden Flächen. Die letztere kann in manchen Fällen zur Tauchölung gestaltet werden, wenn zu den vorhandenen Seitenwandungen des Gehäuses an geeigneter Stelle ein Boden hinzugefügt wird.

Fig. 395. Schutzgeländer.

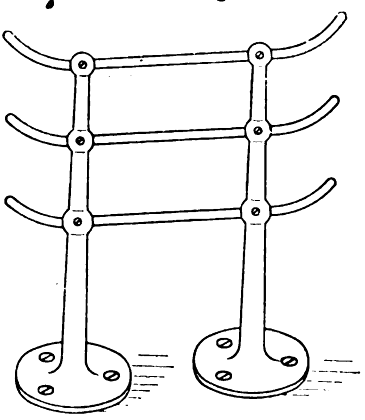


Die notwendige Zugänglichkeit zu derartig in das Innere von Gehäusen verlegten Teilen läßt sich durch Türen an geeigneter Stelle leicht bewerkstelligen.

Der durch die neue Innenlage hervorgebrachte Umsturz in der Anordnung der Triebteile der Werkzeugmaschinen wird überzeugend zum Ausdruck gebracht durch die Gegenüberstellung von Ausführungen aus der Zeit vor dem Durchbruch dieses Konstruktionsgrundsatzes und von solchen aus der allerneuesten Zeit, wie die Textblätter 14 bis 16 als Beispiele zeigen.

Auch der Fernschutz, wesentlich für herabführende Riemen oder für abnehmbare Zahnräder (Wechselräder) bestimmt, hat neue Formen gesucht. Die alten unschönen Bretterwände verschwinden aus den Fabrikräumen und machen eisernen Schutzgeländern Platz. Zwei Formen der letzteren zeigen die Figuren 395 und 396. In Fig. 395 sind die wagerechten Flacheisenstäbe verstellbar eingerichtet, so daß vorrätig gehaltene Einzelteile von Schutzgeländern je nach dem örtlichen Bedürfnis verschiedenartig zusammengestellt werden können.

Fig. 396. Schutzgeländer.



Schlußwort.

Das auf den vorstehenden Seiten Gesagte dürfte überzeugend erwiesen haben, daß es in der ganzen Zeit des Bestehens des deutschen Werkzeugmaschinenbaues kaum eine tiefer gehende Umwälzung gegeben hat als die, welche die letzten technischen Schlußfolgerungen aus den deutschen Arbeiterschutzgesetzen hervorgerufen haben. Dieser Einfluß der deutschen Gesetzgebung beginnt, sich auch schon über die Grenzen des Deutchen Reiches hinaus bemerklich zu machen. Die fortwährende Berührung der Nordamerikaner mit dem für sie wichtigen deutschen Absatzgebiet bringt ihnen auch die Kenntnis der Anforderungen, welche die deutsche Kundschaft zu stellen gezwungen ist, um ihren gesetzlichen Fürsorgeverpflichtungen für den deutschen Arbeiter nachzukommen. Daß sich zudem die Erfüllung dieser gesetzlichen Verpflichtungen und neue technische Vorteile so vorzüglich vereinigen lassen, konnte auch dem Scharfsinn der Amerikaner nicht lange verborgen bleiben.

Wer den Inhalt der tonangebenden nordamerikanischen technischen Zeitschriften auf dem Gebiete des Werkzeugmaschinenbaues verfolgt, der muß erkennen, daß sich die hier geschilderte Umwandlung der Bauart der Werkzeugmaschinen schrittweise auch in einzelnen Fabriken Nordamerikas zu vollziehen beginnt. Nur bestehen dort als Folge des Fehlens eines gesetzlichen Zwanges heute noch Bauarten mit gänzlich ungeschützt liegenden Betriebsteilen und solche mit mehr oder weniger vollkommenen Schutzhüllen neben einander. Zwei Beispiele hierfür aus einem und demselben Jahre (1907) und aus einem und demselben Orte (Cincinnati) zeigen die Figuren 397 und 398.

Und nun zum Schluß eine Frage an die Zukunft und eine solche an die Vergangenheit!

Die erste Frage lautet:

Wohin wird der dargelegte Konstruktionsweg führen?

Die Antwort darauf ist:

Bei rechter Benutzung der gewonnenen technischen neuen Werte zu einem zweiten Zeitabschnitt des Werkzeugmaschinenbaues, der den Namen »klassisch« verdient, wie ihn einst der Zeitabschnitt der Whitworth-Konstruktionen mit Recht führte; denn die neuen Werkzeugmaschinen mit der »geschützten zugänglichen Innenlage der Betriebsteile« werden trotz ihrer gegen früher vervielfachten Betriebseinrichtungen nach außen wieder dieselbe vornehme Ruhe und gediegene einheitliche Schönheit zeigen, wie sie die nur mit den notwendigsten Betriebsteilen für die Ausführung einfachster geometrischer Flächenbearbeitungen ausgestatteten Whitworth-Konstruktionen einstmals hatten.

Diese äußere Ruhe und einfache Schönheit drohte in der Zeit des ersten Eindringens der amerikanischen Bauweisen auf dem deutschen Markt unter einem regellosen Wust von Rädern, Riemenscheiben, Hebeln, Rippen, Flanschen, Wülsten und krummen Gestellteilen zu ersticken. Es gehörte eine gewisse Reihe von Jahren dazu, um zu erkennen, daß nicht

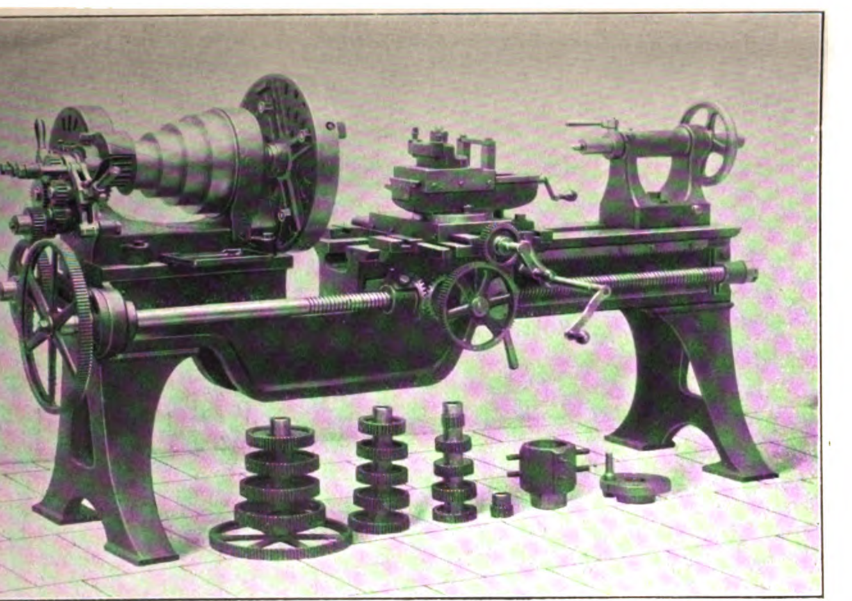


Fig. 383. Supportdrehbank (1. Stufe der Konstruktion).
Ohne Kenntnis des Grundsatzes der Innenlage der Betriebstelle.

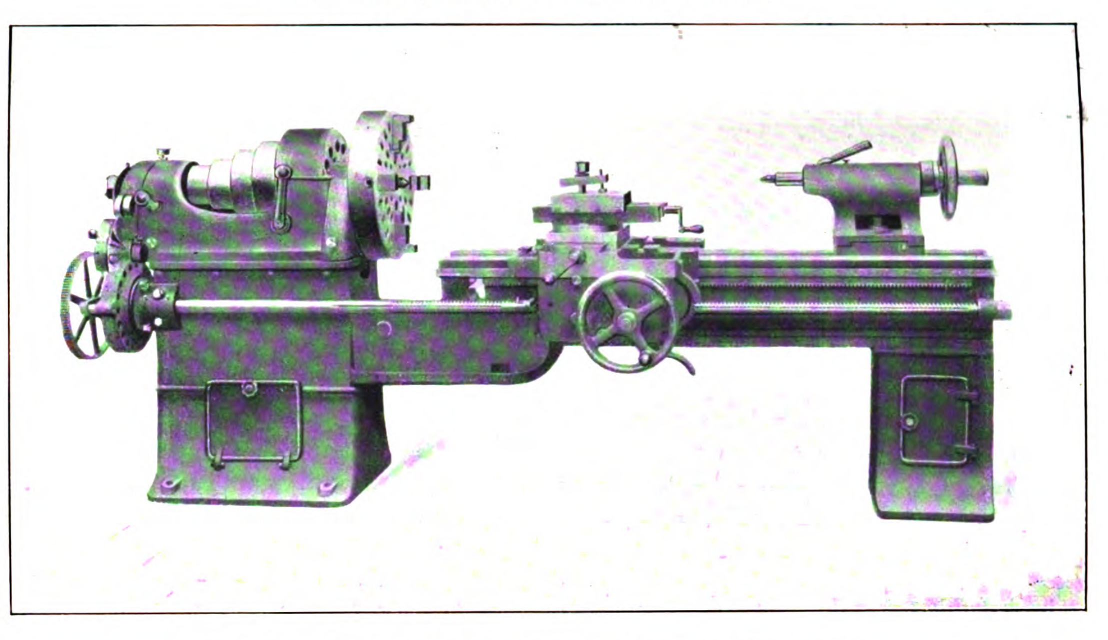


Fig. 384. Supportdrehbank »Courier« (2. Stufe der Konstruktion).
Grundsatz: geschützte Innenlage der Betriebstelle.

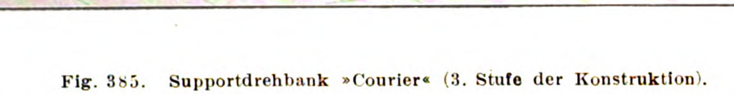


Fig. 385. Supportdrehbank »Courier« (3. Stufe der Konstruktion).

Grundsätze: a) geschützte Innenlage der Betriebsteile
b) Schnellbetrieb und Geschwindigkeitswechsel ohne Riemenumlegung mittels Stufenräderantrieb (Ruppert-Getriebe).

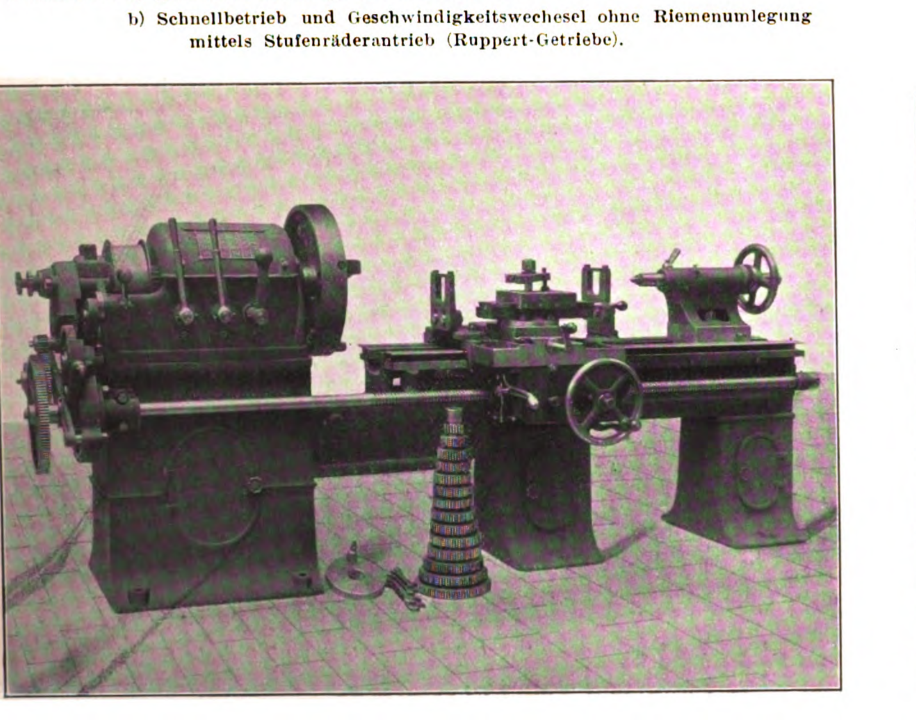
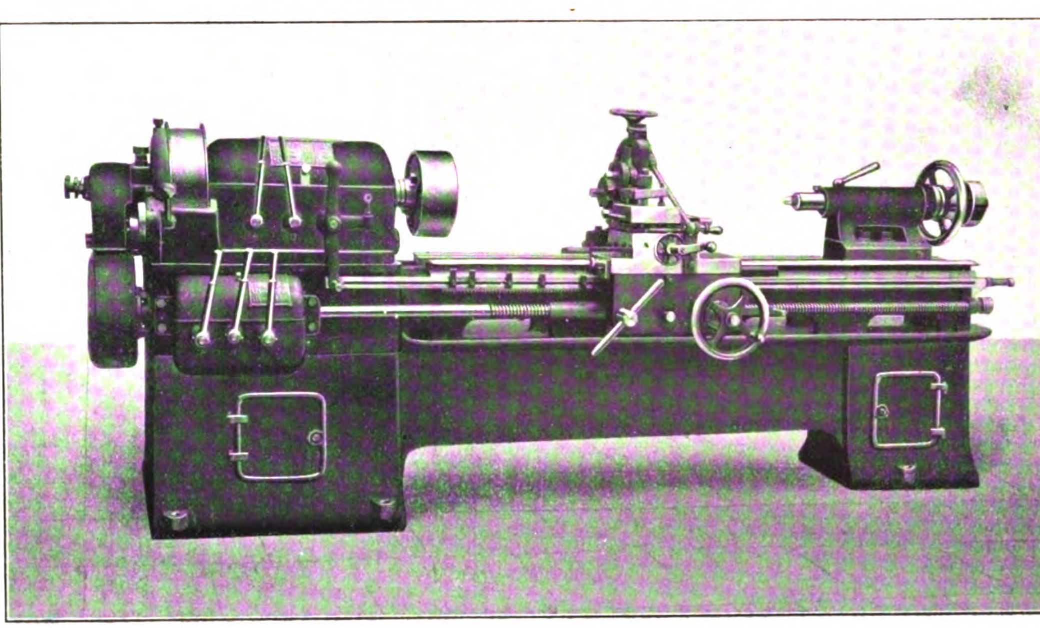


Fig. 386. Supportdrehbank »Bulldogg« (4. Stufe der Konstruktion).

Grundsätze: a) geschützte Innenlage der Betriebsteile
b) Steckschnellbetrieb und Geschwindigkeitswechsel für Antrieb und Vorschub durch Stufenrädergetriebe (Ruppert-Getriebe)
c) Teilung der Dreharbeit in Schruppen bezw. Vordrehen auf der Drehbank und Fertigmachen bezw. Feinschlichten auf der Schleifmaschine.



Friedrich Ruppert: Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

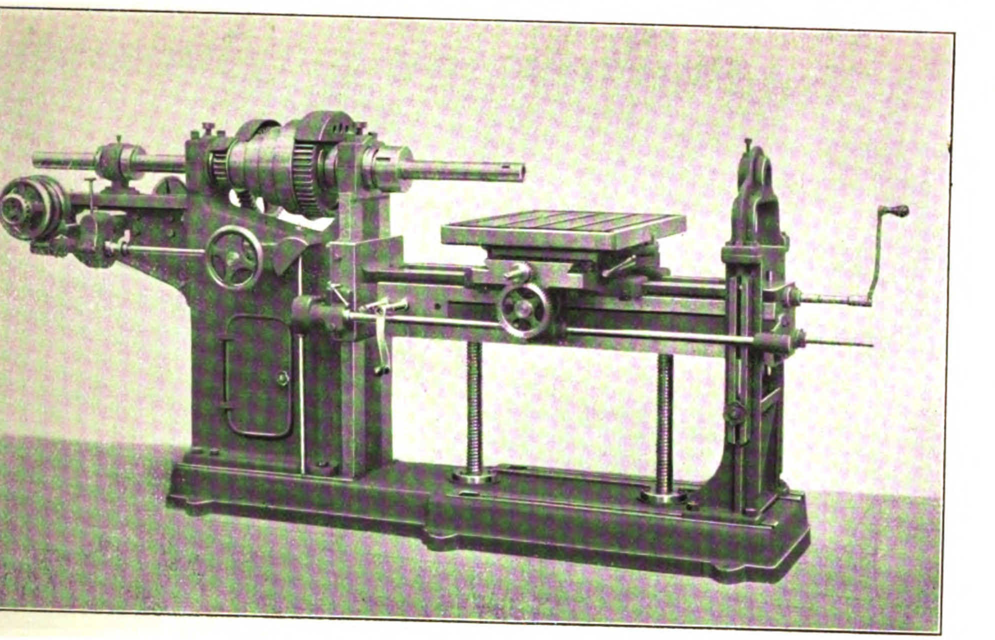


Fig. 387.
Horizontal-Bohr- und -Fräsmaschine mit ruhend gelagerter Bohrspindel (1. Stufe der Konstruktion).
Ohne Kenntnis des Grundsatzes der Innenlage der Betriebsteile, nur mit Anfängen von Schutzschirmen.

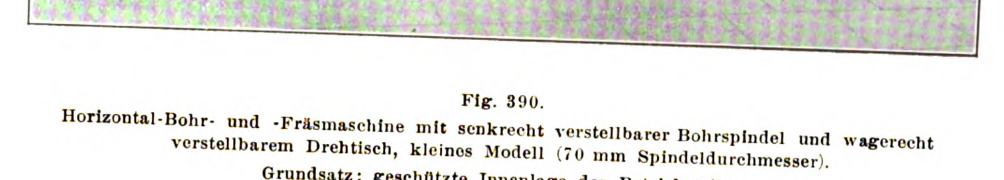
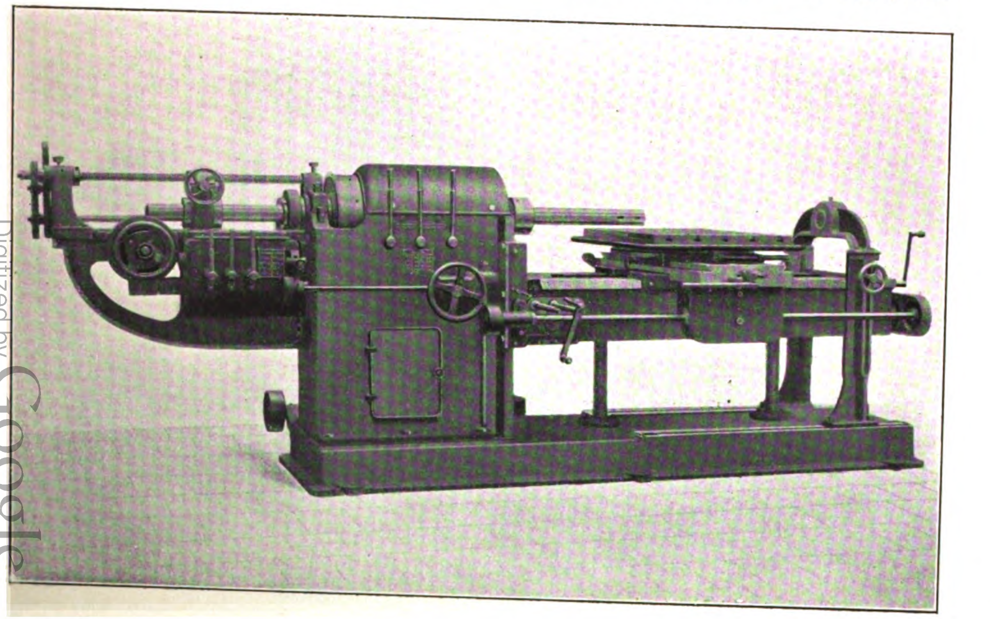


Fig. 388.
Horizontal-Bohr- und -Fräsmaschine mit ruhend gelagerter Bohrspindel (2. Stufe der Konstruktion)
Grundsatz: geschützte Innenlage der Betriebsteile.



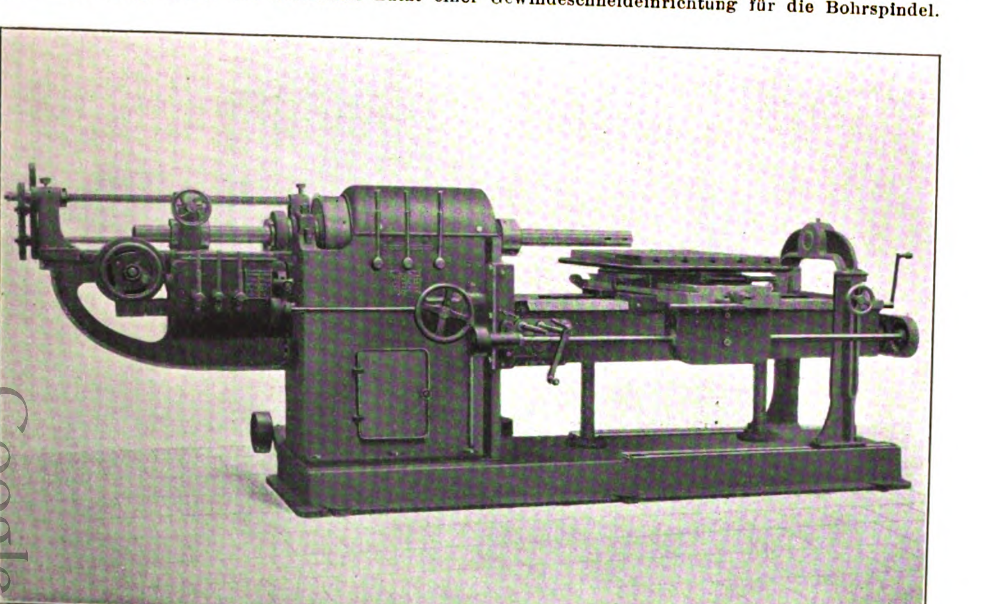


Fig. 389.
Horizontal-Bohr- und -Fräsmaschine mit ruhend gelagerter Bohrspindel (3. Stufe der Konstruktion).
Grundsätze: a) geschützte Innenlage der Antriebteile
b) Schnellbetrieb und Geschwindigkeitswechsel für Antrieb und Vorschub ohne Riemenumlegung mittels Stufenrädergetriebe (Ruppert-Getriebe).
Die Figur zeigt ferner die wahlweise Zutat einer Gewindeschneideinrichtung für die Bohrspindel.

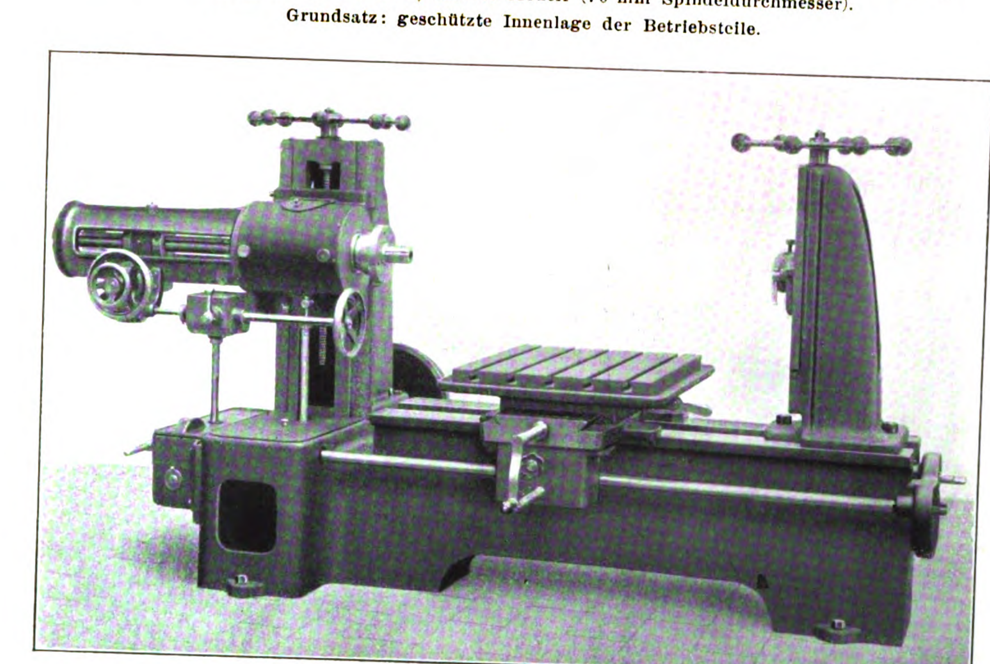


Fig. 390.
Horizontal-Bohr- und -Fräsmaschine mit senkrecht verstellbarer Bohrspindel und wagerecht verstellbarem Drehtisch, kleines Modell (70 mm Spindeldurchmesser).
Grundsatz: geschützte Innenlage der Betriebsteile.

Fig. 391. Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine mit senkrecht beweglicher Bohrspindel und wagerecht beweglichem Drehtisch (1. Stufe der Konstruktion).

Ohne Kenntnis des Grundsatzes der geschützten Innenlage der Betriebstelle.

Fig. 392. Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine mit wagerecht und senkrecht beweglicher Bohrspindel und wagerecht beweglichem Drehtisch (2. und 3. Stufe der Konstruktion).
Grundsätze: a) geschützte Innenlage der Betriebstelle
b) Schnellbetrieb und Geschwindigkeitswechsel für Antrieb und Vorschub ohne Riemenumlegung mittels Stufenrädergetriebe (Ruppert-Getriebe).

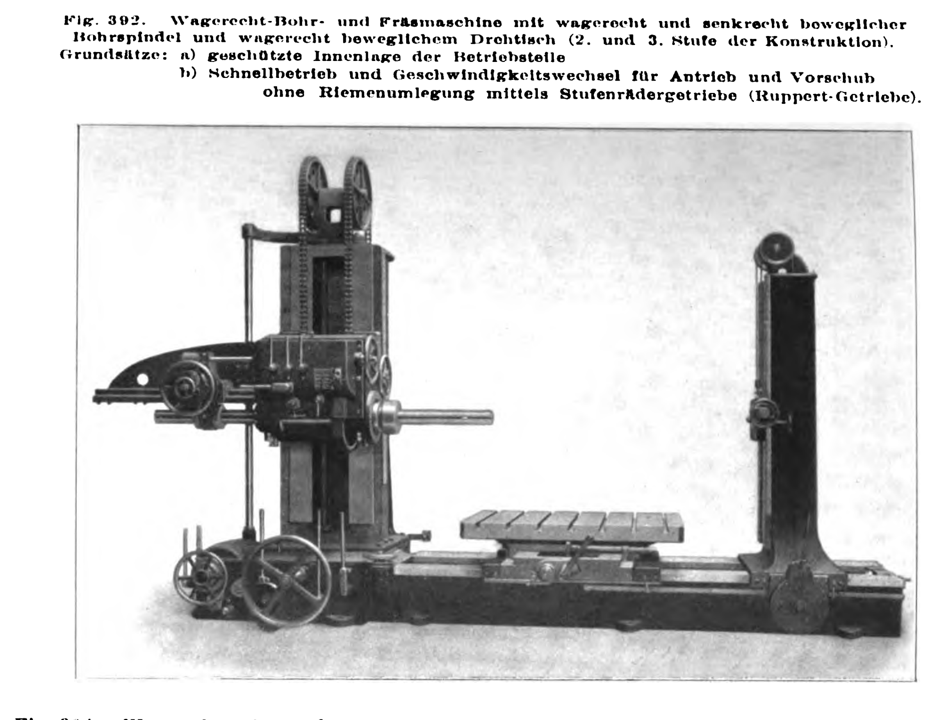


Fig. 393. Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine mit wagerecht und senkrecht beweglicher Bohrspindel (1. Stufe der Konstruktion).

Ohne Kenntnis des Grundsatzes der Innenlage der Betriebstelle.

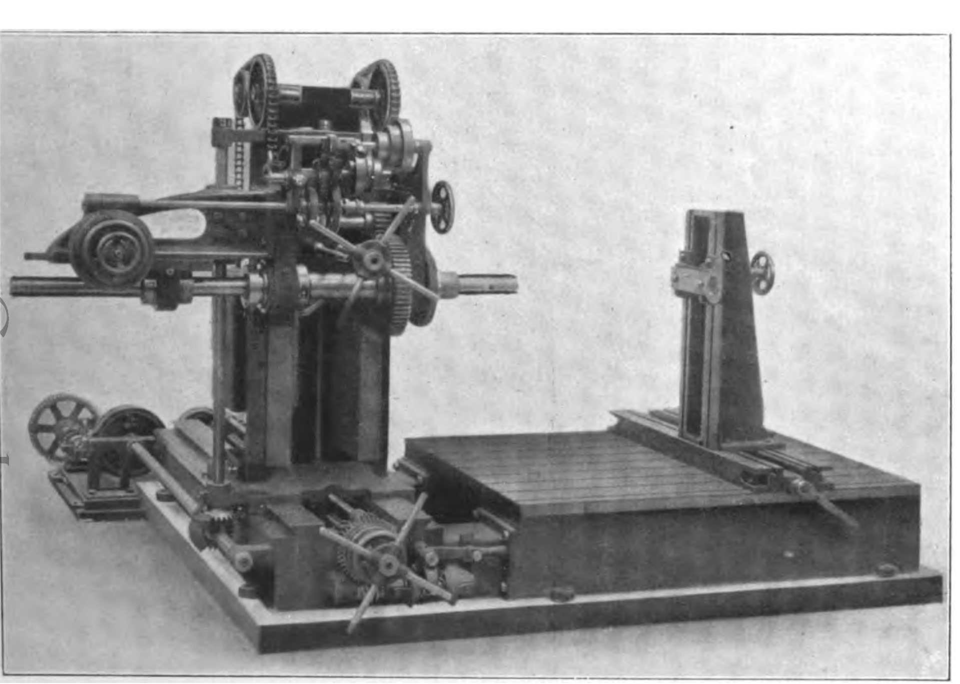
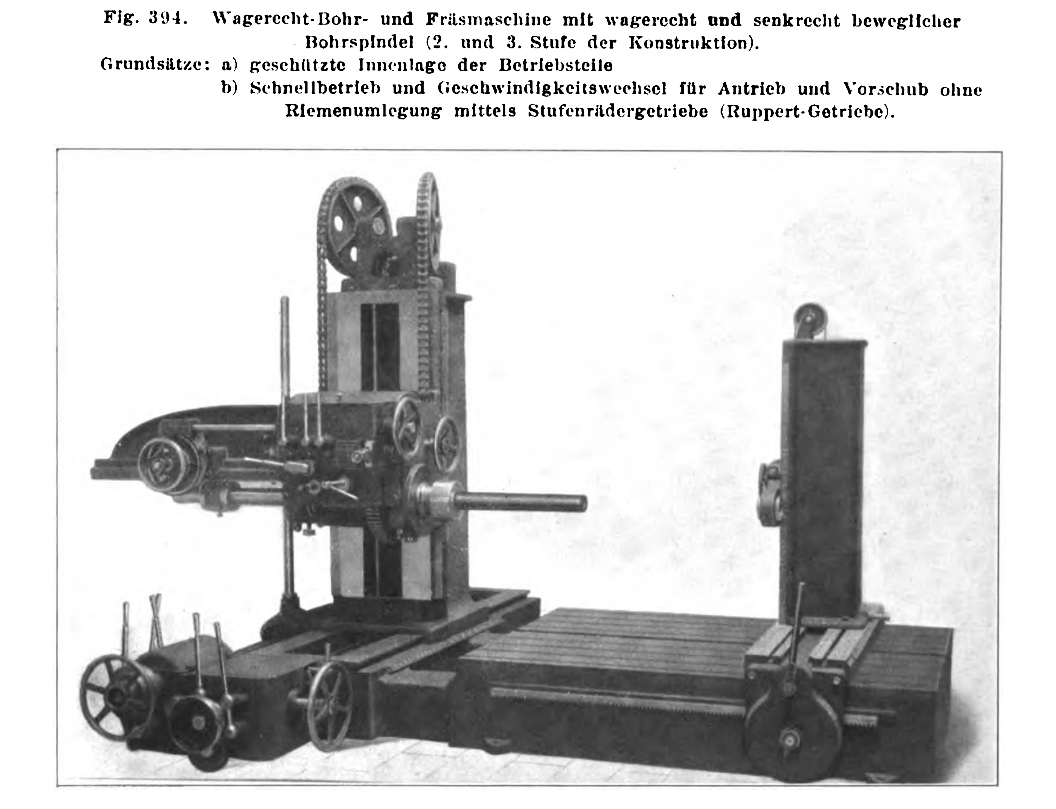


Fig. 394. Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine mit wagerecht und senkrecht beweglicher Bohrspindel (2. und 3. Stufe der Konstruktion).
Grundsätze: a) geschützte Innenlage der Betriebstelle
b) Schnellbetrieb und Geschwindigkeitswechsel für Antrieb und Vorschub ohne Riemenumlegung mittels Stufenrädergetriebe (Ruppert-Getriebe).





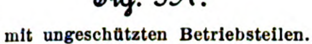
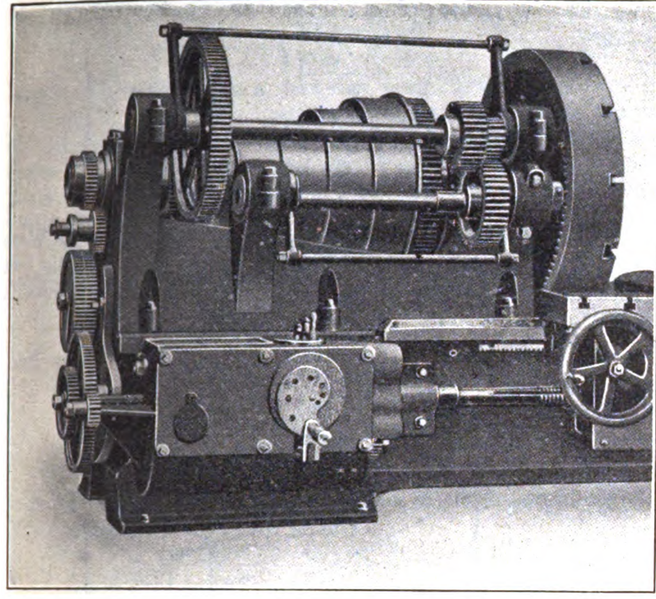
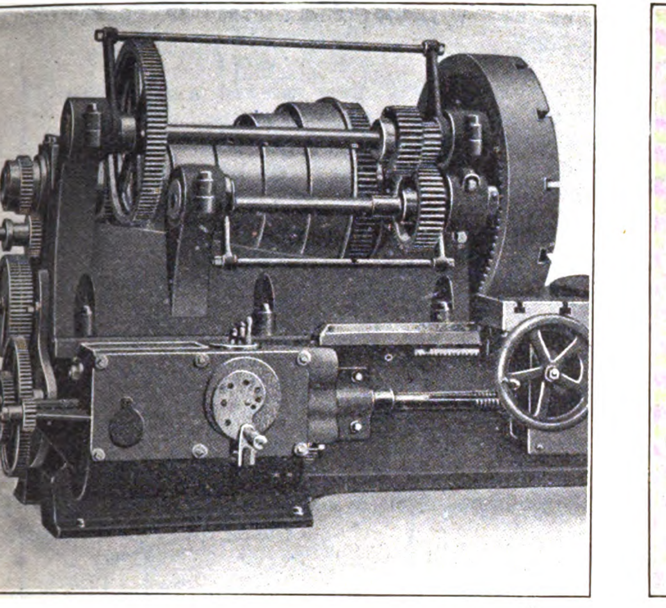


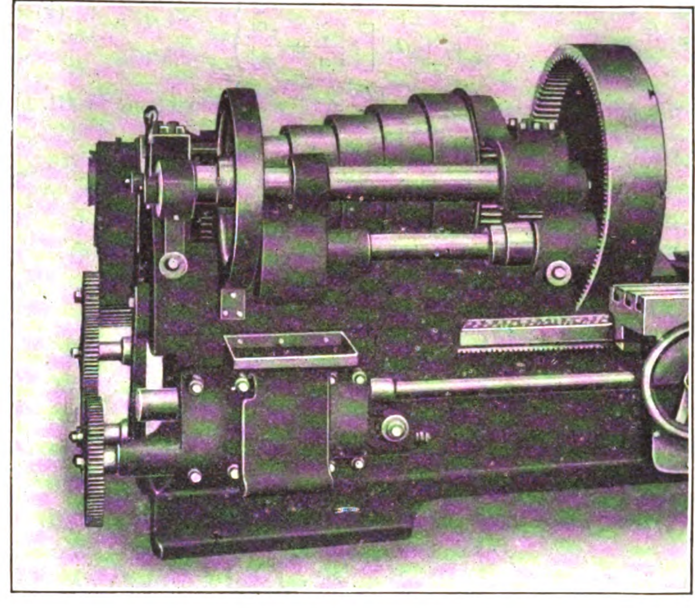
Fig. 397. mit ungeschützten Betriebstellen.

Spindelstock

Fig. 398. mit geschützten Betriebstellen.







die Nachahmung dieses Gemisches von brauchbarem Neuen und neu aufgetauchtem, in Deutschland längst abgetanem altem Gerümpel das künftige Ideal des Werkzeugmaschinenbaues sei.

Die zweite Schlußfrage, die an die Vergangenheit, lautet:

Wem ist der erste Anstoß für die begonnene Läuterung und für den Anfang eines neuen klassischen Zeitabschnittes des Werkzeugmaschinenbaues im letzten, tiefsten Grunde der Dinge zu danken?

Die Antwort darauf verdichtet sich zu einem Hinblick auf vergangene Gestalten, auf die großen deutschen Männer, welche die deutsche Einheit schufen und unmittelbar nach ihr die praktische Erfüllung eines der größten sozialen Probleme in die Wege leiteten, nämlich die gesetzliche Unterstützung des Hauptgrundzuges unsrer christlichen Lehre — der Liebe zum Nächsten — in der Gestalt der Fürsorge für den wirtschaftlich Schwachen.

Der belebende Wellenschlag dieser Tat reicht, wie wir gesehen haben, bis in die Technik des heutigen Tages und der nächsten Zukunft hinein.

Die Nebenspannungen in rasch umlaufenden Scheibenrädern.

Von Prof. Dr. **A. Stodola.**

Die Beanspruchung rasch umlaufender Scheibenräder, die für den Dampfturbinenbau und neuerdings für die Ilgnerschen Schwungradumformer Bedeutung gewonnen haben, ist unter den Voraussetzungen untersucht worden, daß die Dicke der Radscheibe nur wenig veränderlich sei, daß man mithin die radialen Spannungen über einen mit der Welle gleichachsigen Zylinderschnitt als gleichmäßig verteilt ansehen, die axialen und die Schubspannungen vernachlässigen und ähnlich mit den Spannungen in einem radialen Schnitt verfahren dürfe. In Wahrheit treffen diese Voraussetzungen nur angenähert zu, und die so berechneten Spannungen stellen also nur Mittelwerte der wirklichen Beanspruchung dar. Man hat infolge dieser Umstände das ganze Verfahren als unzuverlässig hinzustellen getrachtet[1]), so daß es wohl praktisches Interesse besitzt, zu zeigen, wie weit unsre Annahmen von der Wirklichkeit abweichen.

[1]) so insbesondere neuerdings Jude in seinem Buche: The steam turbine, London 1906. Es unterlaufen indessen Jude die größten Versehen, da er beispielsweise übersieht, daß eine Scheibe gleicher Festigkeit nur dann den Voraussetzungen der Rechnung gemäß beansprucht wird, wenn auf den freien Rand von außen eine Spannung einwirkt, die ebenso groß ist wie die Spannung im Mittelpunkte. Die Eigenfliehkräfte einer nicht ins Unendliche ausgedehnten Scheibe gleicher Festigkeit sind nicht imstande, die rechnungsmäßige Beanspruchung zu erzeugen. Der Vergleich einer solchen Scheibe mit einem Ellipsoid auf S. 139 des Buches und die daraus gezogenen Folgerungen müssen daher als verfehlt bezeichnet werden.

Auch Illeck beschäftigt sich in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines Januar 1907 mit der Scheibenrechnung. Seine sonst fleißige Arbeit enthält indessen ebenfalls grundsätzliche Mißverständnisse.

Wir denken uns die wirkliche Inanspruchnahme aus den angenäherten Werten durch Uebereinanderlagerung einer Zusatzbeanspruchung entstanden, die wir »Nebenspannung« nennen, und deren Kenntnis uns ermöglicht, die größte vorkommende Inanspruchnahme anzugeben, welche für den Entwurf naturgemäß maßgebend ist.

Da wir im folgenden die angenäherten Grundgleichungen auch nötig haben, sei an deren Ableitung in Kürze erinnert. Es bezeichne in Fig. 1

x den radialen Abstand von der Achse,
h die axiale Dicke der Scheibe,
σ_r' den Mittelwert der radialen Spannung,
σ_t' » » » tangentialen Spannung,
ξ' die radiale Ausdehnung im Abstande x (ist auch ein gewisser Mittelwert der wirklichen Ausdehnung),
E den Elastizitätsmodulus,
ν das Verhältnis der Querzusammenziehung zur Längenausdehnung,
$\mu = \frac{\gamma}{g}$ die Masse der Raumeinheit,
ω die Winkelgeschwindigkeit.

Das Gleichgewicht der Kräfte an dem in Fig. 1 dargestellten Scheibenelement, welches durch zwei unter dem Winkel $d\varphi$ geneigte axiale Ebenen und die Zylinder vom Halbmesser x und $x + dx$ herausgeschnitten wird, führt auf die Grundgleichung

$$\frac{dxh\sigma_r'}{dx} - h\sigma_t' + \mu\omega^2 x^2 h = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Wenn wir in erster Annäherung die Normalspannung in einem zur Achse senkrechten Schnitt als klein vernach-

lässigen, so gelten weiterhin wie für eine dünne Platte die Beziehungen

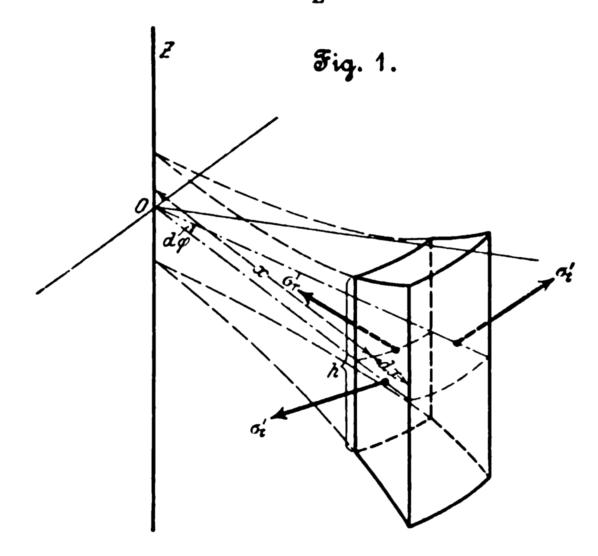
$$\left.\begin{aligned}\sigma_r' &= E'\left[\frac{\partial \xi'}{\partial x} + \nu\frac{\xi'}{x}\right]\\ \sigma_t' &= E'\left[\nu\frac{\partial \xi'}{\partial x} + \frac{\xi'}{x}\right]\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

mit der Abkürzung $E' = \frac{E}{1-\nu^2}$ und nach Einsetzen in Gl. (1) entsteht

$$\frac{d^2\xi'}{dx^2} + \frac{1}{x}\frac{d\xi'}{dx} - \frac{\xi'}{x^2} + Ax + \frac{1}{h}\frac{dh}{dx}\left(\frac{d\xi'}{dx} + \nu\frac{\xi'}{x}\right) = 0 \quad (3),$$

wobei

$$A = \frac{\mu\omega^2}{E'}.$$



Im allgemeinen ist die Form der Scheibe, d. h. h als Funktion von x gegeben, und es müssen aus Gl. (3) ξ', aus Gl. (2) σ_r', σ_t' und aus den Randbedingungen die willkürlichen Konstanten der Integration bestimmt werden. Ich habe an einigen Beispielen, insbesondere der Scheibe gleicher Festigkeit und der hyperbolischen Scheibe, gezeigt, wie dies zu bewerkstelligen ist. Es verdient bemerkt zu werden, daß man leicht eine Anzahl weiterer Scheibenformen, welche allgemeine Integration ermöglichen, aufstellen kann, indem man für ξ Ansätze mit unbestimmten Koeffizienten macht und Gl. (3) zur Ermittlung von h benutzt.

Die strengen Grundgleichungen.

Wir bezeichnen mit

- x, z den radialen bezw. axialen Abstand eines Punktes von der Achse bezw. der Mittelebene des Rades,
- $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_a$ die Werte der wahren radialen bezw. tangentialen und axialen Normalspannung,
- τ die Schubspannung, die in einem zur Achse senkrechten Schnitt in Richtung des Halbmesser, oder in einem zum Halbmesser senkrechten Schnitt in Richtung der Achse wirkt. Die Spannungen sind positiv in dem Sinne gewählt, der in der Figur für die Flächen O_1AB, O_1BC, O_1CD eingetragen ist.

Die Bedingung, daß an dem in Fig. 2 herausgeschnittenen Element Gleichgewicht zwischen der Fliehkraft und den Flächenspannungen bestehe, führt auf die Gleichungen:

$$\frac{\partial x\sigma_r}{\partial x} - \sigma_t + x\frac{\partial \tau}{\partial z} + \mu\omega^2x^2 = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (4),$$

$$x\frac{\partial \sigma_a}{\partial z} + \frac{\partial x\tau}{\partial x} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

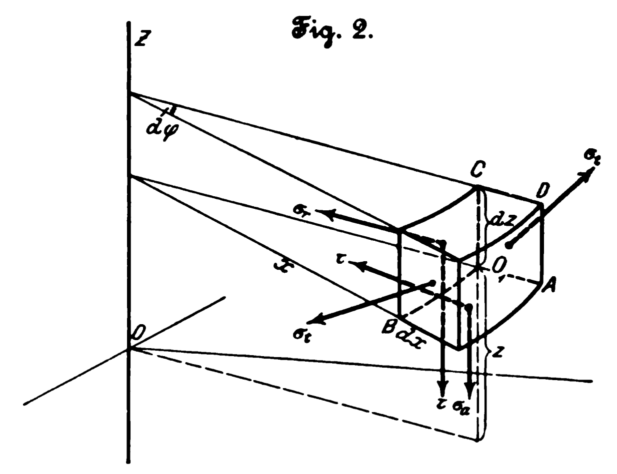
Es sei ferner

- ξ die radiale,
- ζ die zur Achse parallele Verschiebung eines Punktes,
- E, G der Elastizitätsmodulus für Zug bezw. Schub,
- $m = \frac{1}{\nu}$, wobei wir für Stahl $\nu = 0{,}3$ setzen.

Zwischen den Spannungen und den Verschiebungen bestehen (wie man beispielsweise in Föppl, Technische Mechanik Bd. III S. 382, nachlesen kann) die Beziehungen

$$\left.\begin{aligned}\sigma_r &= 2G\left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{e}{m-2}\right)\\ \sigma_t &= 2G\left(\frac{\xi}{x} + \frac{e}{m-2}\right)\\ \sigma_a &= 2G\left(\frac{\partial \zeta}{\partial z} + \frac{e}{m-2}\right)\\ \tau &= G\left(\frac{\partial \xi}{\partial z} + \frac{\partial \zeta}{\partial x}\right)\end{aligned}\right\} \quad \text{worin} \quad \left.\begin{aligned} e &= \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\xi}{x} + \frac{\partial \zeta}{\partial z}\\ G &= \frac{mE}{2(m+1)}\end{aligned}\right\} \quad . \quad (6).$$

Um die Aufgabe streng zu lösen, müßte man die Werte (6) in die Gleichungen (4) und (5) einsetzen und die entstehenden Differentialgleichungen für ξ und ζ mit Rücksicht



auf die Oberflächen- und Randbedingungen auflösen. Dieses Verfahren ist indessen bis jetzt nicht einmal für die einfache Scheibe gleicher Dicke streng durchführbar gewesen, so daß die Aussichten, daß man für die technisch wichtigen Scheibenformen genaue Ergebnisse erhalten könne, recht gering sind. Unter diesen Umständen bleibt nur der Weg der angenäherten Lösung übrig, der sich zum Glück als recht gut gangbar erweist.

Wir machen die Annahme, daß für eine gegebene Scheibenform und gegebene Randbedingungen die Mittelwerte der radialen und tangentialen Spannungen vermöge der Gleichungen (1) bis (3) oder nach dem von mir angegebenen zeichnerischen Verfahren als Funktionen von x bestimmt worden seien. Die Werte σ_r', σ_t' bilden dann eine angenäherte Lösung auch der strengen Formeln (4) bis (6), und wir können sie benutzen, um eine genauere Lösung wie folgt zu erhalten.

Die erste Aufgabe ist, einen angenäherten Wert der Schubspannungen aufzustellen, was leicht gelingt, wenn wir in die genaue Gleichung (4) für σ_r und σ_t die an genäherten Werte σ_r', σ_t' einführen. Zu diesem Behufe schreiben wir Gl. (1) in der Form:

$$\frac{dx\sigma_r'}{dx} - \sigma_t' + \mu\omega^2x^2 = -x\sigma_r'\frac{h'}{h},$$

worin zur Abkürzung

$$h' = \frac{dh}{dx}$$

gesetzt ist, und schieben die linke Seite an Stelle der gleich lautenden Glieder in Gl. (4) ein, woraus sich

$$\frac{\partial \tau}{\partial z} = \sigma_r'\frac{h'}{h}$$

ergibt. Da σ_r' und h nur Funktionen von x sind, so folgt

$$\tau = \sigma_r'\frac{h'}{h}z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

wobei die Integrationskonstante aus Symmetriegründen, d. h. weil τ für $z = 0$ auch $= 0$ sein muß, verschwindet. Für den Scheibenrand, d. h. $z = h_1$, wo h_1 die halbe Scheibendicke bezeichnet, erhalten wir $\tau = \sigma_r'\frac{dh_1}{dx}$, wonach τ nur von σ_r' und gar nicht von σ_t' abhängt. Durch Aufstellen der

Gleichgewichtbedingungen für ein am Rande der Scheibe gelegenes Element überzeugt man sich leicht, daß diese Beziehung zutrifft[1]).

Die letzte der Gleichungen (6), d. h.

$$\tau = G\left(\frac{\partial \xi}{\partial z} + \frac{\partial \zeta}{\partial x}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7a)$$

kann nun benutzt werden, um den berichtigten Wert von ξ zu ermitteln. Das noch unbekannte ζ gewinnen wir durch die Ueberlegung, daß die Spannung σ_a unter allen Umständen gegen σ_r und σ_t sehr klein ist, da in der Richtung der Achse keine äußeren Kräfte vorhanden sind. In erster Annäherung dürfen wir daher

$$\sigma_a = 0$$

setzen, woraus gemäß der dritten der Gleichungen (6)

$$\frac{\partial \zeta}{\partial z} = -\frac{1}{m-1}\left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\xi}{x}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7b)$$

und weiter

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= E'\left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + \nu \frac{\xi}{x}\right) \\ \sigma_t &= E'\left(\nu \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\xi}{x}\right) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

folgt. Durch Addition der Gleichungen (8) und Vergleich mit (7b) findet man

$$\frac{\partial \zeta}{\partial z} = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r + \sigma_t),$$

und hier können wir an Stelle von σ_r, σ_t wieder die angenäherten Werte σ_r', σ_t' einsetzen, so daß

$$\frac{\partial \zeta}{\partial z} = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r' + \sigma_t'), \text{ mithin } \zeta = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r' + \sigma_t')\,z \quad (9)$$

folgt. Nunmehr lösen wir Gl. (7a) auf und setzen ζ aus Gl. (9) ein. Dies ergibt

$$\frac{\partial \xi}{\partial z} = \frac{\sigma_r'}{G}\frac{h'}{h}z + \frac{\nu z}{E}\frac{d}{dx}(\sigma_r' + \sigma_t'),$$

oder integriert,

$$\xi = \left[\frac{\sigma_r'}{G}\frac{h'}{h} + \frac{\nu}{E}\frac{d}{dx}(\sigma_r' + \sigma_t')\right]\frac{z^2}{2} + u(x) \quad . \quad (10),$$

wo $u(x)$ die nur von x abhängige Integrationskonstante ist.

Diesen Wert benutzen wir durch Einschieben in Gl. (8), um die berichtigten Ausdrücke von σ_r und σ_t zu gewinnen. Es ergibt sich

$$\sigma_r = E'\left[\left\{\frac{1}{G}\frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma_r' h'}{h}\right) + \frac{\nu}{Gx}\frac{\sigma_r' h'}{h} + \frac{\nu}{E}\frac{d^2}{dx^2}(\sigma_r' + \sigma_t') + \frac{\nu^2}{xE}\frac{d}{dx}(\sigma_r' + \sigma_t')\right\}\frac{z^2}{2} + \frac{du(x)}{dx} + \frac{\nu u(x)}{x}\right] \quad . \quad (11),$$

$$\sigma_t = E'\left[\left\{\frac{\nu}{G}\frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma_r' h'}{h}\right) + \frac{1}{Gx}\frac{\sigma_r' h'}{h} + \frac{\nu^2}{E}\frac{d^2}{dx^2}(\sigma_r' + \sigma_t') + \frac{\nu}{xE}\frac{d}{dx}(\sigma_r' + \sigma_t')\right\}\frac{z^2}{2} + \frac{\nu\, du(x)}{dx} + \frac{u(x)}{x}\right] \quad . \quad (12).$$

Für die in diesem Ausdrucke vorkommende Summe $\sigma_r' + \sigma_t'$ läßt sich eine vereinfachte Formel wie folgt gewinnen:

Durch Addition der Gleichungen (2) erhalten wir

$$\sigma_r' + \sigma_t' = E'(1+\nu)\left(\frac{d\xi'}{dx} + \frac{\xi'}{x}\right).$$

Gl. (3) kann aber auch als

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{d\xi'}{dx} + \frac{\xi'}{x}\right) = -Ax - \frac{\sigma_r'}{E'}\frac{h'}{h}$$

geschrieben werden; demnach ist

$$\left.\begin{aligned} \frac{d}{dx}(\sigma_r' + \sigma_t') &= -E'(1+\nu)\left[Ax + \frac{\sigma_r'}{E'}\frac{h'}{h}\right] \\ \frac{d^2}{dx^2}(\sigma_r' + \sigma_t') &= -E'(1+\nu)\left[A + \frac{1}{E'}\frac{d}{dx}\left(\sigma_r'\frac{h'}{h}\right)\right] \end{aligned}\right\} \quad (13),$$

welche Werte wir uns in Gl. (11) und (12) eingesetzt denken.

[1]) Bei Rädern, die auf eine gewisse Ausdehnung als Scheiben gleicher Dicke gebaut sind, versagt dieses Verfahren allerdings, da mit $\frac{dh_1}{dx} = 0$ auch $\tau = 0$ wird. Ueber die flache Scheibe an sich s. Love, Elastizität, 1906 S. 174, dessen Ergebnisse übrigens mit Hülfe eines ähnlichen Gedankenganges wie oben elementarer abgeleitet werden können.

Um $u(n)$ zu bestimmen, müßte man den Mittelwert von σ_r mittels des Integrales

$$\int_{-h/2}^{+h/2} \sigma_r\, x\, d\varphi\, dz = \sigma_{mr}'\, x\, d\varphi\, h$$

bilden. Schreiben wir Gl. (11) in der Form

$$\sigma_r = E'\varphi(x)\,z^2 + \sigma_r'',$$

wobei

$$\sigma_r'' = E'\left[\frac{du(x)}{dx} + \nu\frac{u(x)}{x}\right],$$

so erhalten wir

$$\sigma_{mr} = \sigma_r'' + E'\varphi(x)\frac{h^2}{12}.$$

Ebenso müßte man mit σ_t verfahren und diese Mittelwerte in Gl. (1) einsetzen, woraus durch Integration, mit Rücksicht auf die Randbedingungen, $u(x)$ zu berechnen wäre.

Da aber unsre Formeln nur solange anwendbar sind, als die an σ_r anzubringende Berichtigung klein bleibt, dürfen wir in erster Annäherung

$$\sigma_r'' = \sigma_r', \text{ d. h. } u(x) = \xi'$$

setzen, wodurch die Unbequemlichkeit der genauen Auflösung umgangen wird.

Diese Vereinfachung ist um so mehr zulässig, da es vor allem auf den Unterschied der größten und der kleinsten Spannung ankommt. Bezeichnen wir mit

σ_{ar} die radiale Spannung in der Scheibenmitte, d. h. für $z = 0$,

σ_{br} die radiale Spannung am Scheibenrande, d. h. für $z = \frac{h}{2}$,

so bildet der Quotient

$$\psi = \frac{\sigma_{ar} - \sigma_{br}}{\sigma_r'}$$

einen Maßstab der Ungleichmäßigkeit der Spannungen. Wir erhalten, wenn noch der Wert von $\sigma_r' + \sigma_t'$ nach Gl. (13) eingeführt wird:

$$\psi = -\frac{2-\nu}{1-\nu}\left[\frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma_r' h'}{h}\right) + \frac{\nu}{x}\frac{\sigma_r' h'}{h} - \frac{\nu(1+\nu)}{2-\nu}\mu\,\omega^2\right]\frac{h^2}{8\,\sigma_r'} \quad (14).$$

Ist nun σ_{ar} größer als σ_{br}, so wird infolge der parabolischen Verteilung der Mittelwert $\sigma_r' = \sigma_{ar} - {}^1/_3\,(\sigma_{ar} - \sigma_{br})$, oder

$$\sigma_{ar} = \sigma_r' + {}^1/_3\,(\sigma_{ar} - \sigma_{br}) = \sigma_r\left[1 + \frac{\psi}{3}\right].$$

Die Mehrbeanspruchung gegenüber gleichmäßiger Spannungsverteilung beträgt mithin für die radiale Spannung, sofern das Maximum in der Scheibenmitte auftritt,

$$\Delta\,\sigma_{ra} = \frac{\psi}{3}\,\sigma_r' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Sofern die größere Spannung am Rande auftritt, findet man

$$\Delta\,\sigma_{rb} = -{}^2/_3\,\psi\,\sigma_r' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15a).$$

Die Unterschiede zwischen der größten und der mittleren Tangentialspannung sind im allgemeinen geringer und können übergangen werden.

Man könnte die Annäherung weiter treiben, indem man aus dem Werte von τ mit Hülfe von Gl. (5) den Wert von σ_a berechnet und diesen nach Gl. (6) zu einer genaueren Ermittlung von ζ benutzt. Auch müßte man streng genommen das Verfahren mit dem berichtigten Wert von $\sigma_r\,\sigma_t$ wiederholen und seine Konvergenz nachweisen. Sofern es sich um einen Scheibenteil handelt, dessen Dicke mit wachsendem Abstand von der Welle fortwährend abnimmt, ist das Vorhandensein der Konvergenz unmittelbar einleuchtend. Denn hier werden infolge der Schubspannung ursprünglich zur Achse parallele Geraden gegen die Achse hohl gekrümmt, daher nimmt die radiale Spannung am Rand ab. Das neu zu berichtigende τ wird also kleiner, als der ersten Annahme entsprach, und wird auch eine kleinere Berichtigung von σ_r ergeben, ohne daß diese indes verschwinden könnte, da auch τ nicht verschwinden kann. In Scheibenteilen mit wachsender Dicke bleibt die Konvergenz zunächst in Frage gestellt, besitzt aber auch technisch geringere Bedeutung. Jedenfalls dürfte die Formel noch für den Grenzfall, d. h. an den Uebergängen, wo

$$\frac{dh}{dx} = 0$$

ist, also an Stellen kleinster oder größter Scheibendicke genügend genaue Ergebnisse liefern, solange die Abweichungen an sich klein bleiben. Der erste Fall liefert nur die

Beanspruchung in einer Hohlkehle,

dadurch gekennzeichnet, daß hier

$$h = \frac{dh}{dx} = 0 \text{ und gleichzeitig } \frac{d^2h}{dx^2} > 0$$

wird.

Wir erhalten

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma_r' h'}{h}\right) = \frac{\sigma_r'}{h}\frac{d^2h}{dx^2} + h'\frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma_r'}{h}\right) = \frac{\sigma_r'}{h}\frac{d^2h}{dx^2}.$$

Bezeichnet aber ϱ den Krümmungshalbmesser des Meridianumrisses, so ist offenbar (da $\frac{h}{2}$ die halbe Dicke der Scheibe bedeutet) für $h' = 0$

$$\frac{d^2h}{dx^2} = \pm \frac{2}{\varrho} \quad . \; . \; . \; . \; . \; (16),$$

wobei wir den Fall $x = 0$ zunächst ausschließen und beachten, daß, weil $\frac{dh}{dx}$ zunimmt, das positive Zeichen gilt. So erhalten wir

$$\psi = -\frac{2-\nu}{4(1-\nu)}\left[\frac{h}{\varrho} - \frac{\nu(1+\nu)}{2(2-\nu)}\frac{\mu\omega^2h^2}{\sigma_r'}\right] \quad . \; (17).$$

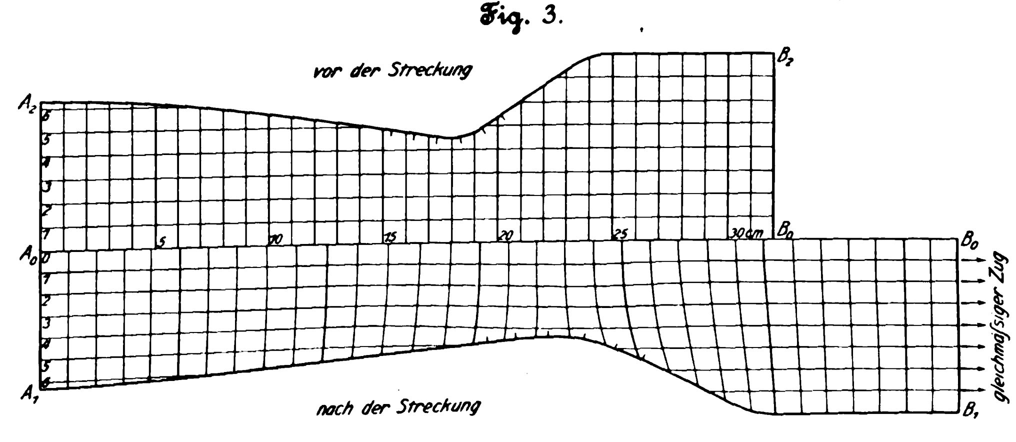
Punkte dieser Art sind die Stellen kleinster Wandstärke der Scheibe, also meist der Uebergang der Mittelscheibe in den Kranz, oder, wie wir sagen wollen, die Hohlkehle des Rades. Da das zweite Glied in Formel (16) meist gegen das erste klein ist, können wir für die Mehrbeanspruchung in der Hohlkehle, und zwar in den an der Oberfläche liegenden Fasern, den Wert

$$\Delta\sigma_{rb} = {}^3/_2 \frac{2-\nu}{4(1-\nu)}\frac{h}{\varrho}\sigma_r' \quad . \; . \; . \; . \; (17a)$$

als gültig annehmen. Die Mehrbeanspruchung erweist sich als bloß von der Scheibendicke und der Schärfe der Krümmung (ϱ) im Uebergang abhängig. Sie kann erhebliche Beträge annehmen und darf daher nicht übersehen werden.

Für eine ebene Lamelle von gleicher Form wie der Meridianschnitt kann eine ähnliche Annäherungsformel aufgestellt und auf ihre Richtigkeit durch Ausführung etwa in Kautschuk und durch entsprechende Streckung geprüft werden. Hierbei müssen indessen die Formeln für eine veränderliche Dehnungszahl umgearbeitet werden, was sich zwar angenähert verhältnismäßig leicht durchführen läßt, indessen hier übergangen werden soll. Ich beschränke mich darauf, in Fig. 3 die verzerrte Form des auf eine Lamelle gezeichneten ursprünglich quadratischen Liniennetzes vorzuführen. Das Bild stellt die Hälfte der ganzen Lamelle dar, und man sieht deutlich, wie unter Einwirkung der Schubkräfte die ursprünglich geraden Querschnitte, von der Achse A_1A_2 ausgehend, gegen die Achse zunächst konkav gebogen werden, in der »Hohlkehle«, wie es die Theorie fordert, geradlinig bleiben, um sich darüber hinaus gegen die Achse konvex zu verbiegen. Das Liniennetz wird der Formänderung des rotierenden Rades sicher ähnlich sein, indes ist zu bemerken, daß unsern Formeln zufolge in der Hohlkehle einer Scheibe noch eine leichte Krümmung der Querschnitte bestehen bleibt.

Fig. 3.



Beanspruchung einer vollen Scheibe im Wellenmittel.

Wir setzen eine Scheibenform voraus, welche bei $x = 0$ eine zur Achse senkrechte Tangentialebene hat, d. h. für welche

$$h' = \left(\frac{dh}{dx}\right)_{x=0} = 0$$

ist und mit wachsendem x negativ wird. In Formel (16) gilt alsdann das negative Vorzeichen; außerdem finden wir den Grenzwert des zweiten Gliedes in Gl. (14) durch Differentiieren von Zähler und Nenner:

$$\lim.\left(\frac{h'}{xh}\right)_{x=0} = \frac{1}{h}\frac{d^2h}{dx^2} = -\frac{2}{h\varrho},$$

welcher Wert in Gl. (16) eingeführt

$$\psi_0 = \frac{(2-\nu)(1+\nu)}{4(1-\nu)}\left[\frac{h}{\varrho} + \frac{\nu}{2-\nu}\frac{\mu\omega^2h^2}{2\sigma'}\right] \quad . \; (18)$$

ergibt. Die größte Beanspruchung findet in der Mittelebene ($z = 0$) statt und beträgt

$$\Delta\sigma_{ra} = {}^1/_3\,\psi_0\,\sigma_r' \quad . \; . \; . \; . \; . \; (18a).$$

Um zu sehen, wie sich die Beanspruchung in gut übersichtlichen Fällen gestaltet, sowie zur Kontrolle an einem genau gelösten Fall rechnen wir nachfolgende Beispiele durch.

Die Scheibe gleicher Festigkeit

erfüllt die Forderung, daß überall $\sigma_r' = \sigma_t' = \sigma' =$ konst. ist, woraus sich die Gleichung des Meridianumrisses

$$h = h_0\, e^{-\frac{\mu\omega^2x^2}{2\sigma'}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (19)$$

ergibt, wo h_0 die Scheibendicke im Wellenmittel bedeutet. Die größte Spannung tritt offenkundig in der Mittelebene auf. Führen wir die in Formel (14) vorgeschriebenen Rechnungen durch, so erhalten wir

$$\psi = \frac{1+\nu}{4(1-\nu)}\frac{\mu\omega^2h^2}{\sigma'},$$

also

$$\Delta\sigma_{ra} = {}^1/_3\,\psi\,\sigma' \quad . \; . \; . \; . \; . \; (19a),$$

was für $x = 0$ auch mit Formel (18) übereinstimmt.

Wir schließen hieraus:

Die Mehrbeanspruchung der Scheibe gleicher Festigkeit wächst im geraden Verhältnis mit der Scheibendicke, ist unabhängig vom Scheibendurchmesser und erreicht ihren Höchstwert in der Wellenmitte.

Wählen wir $h = 200$ mm, $\omega = 300$, also praktisch genommen ziemlich hohe Beträge, so erhalten wir

$$\Delta\sigma_{ra} = 132 \text{ kg/qcm};$$

wäre $h = 100$, so wäre $\Delta\sigma_{ra}$ bloß 34 kg/qcm, d. h. die Mehrbeanspruchung wird wohl in allen praktisch zur Anwendung kommenden Fällen vernachlässigt werden dürfen.

Das Umdrehungsellipsoid.

Da für das Umdrehungsellipsoid strenge Lösungen von Chree entwickelt worden sind, bildet es eine passende Probe auf die Genauigkeit unsrer Annäherungsrechnung.

Um diese Form nach dem angenäherten Verfahren zu erhalten, machen wir in Gl. (3) den Ansatz

$$\xi = A(\alpha x + \beta x^3) \quad . \; . \; . \; . \; . \; (20)$$

und finden durch Integration von $\frac{h'}{h}$

$$\lg h = -\frac{8\beta+1}{2(3+\nu)\beta}\lg\left[\frac{(1+\nu)\,\alpha}{(3+\nu)\,\beta}+x^2\right]+\lg C' \quad (21)$$

mit C' als willkürlicher Konstante.

Wir wählen nun

$$\frac{8\beta+1}{2(3+\nu)\beta} = -{}^1/_2,$$

woraus

$$\beta = \frac{-1}{11+\nu} \text{ und } -\frac{(1+\nu)\,\alpha}{(3+\nu)\,\beta} = B = +\frac{(1+\nu)(11+\nu)}{(3+\nu)}\,\alpha \quad (22)$$

folgt. Setzen wir noch $C' = \sqrt{-C}$, so erhalten wir

$$\lg h = \lg(-C)^{1/2}(-B+x^2)^{1/2} = \lg\{C(B-x^2)\}^{1/2}$$

oder

$$h^2 = C(B-x^2),$$

endlich

$$\frac{h^2}{BC}+\frac{x^2}{B} = 1 \quad \ldots\ldots (23);$$

demnach ist der Meridianumriß eine Ellipse mit den Halbachsen

$$a^2 = B \qquad c^2 = \frac{BC}{4} \quad \ldots\ldots (24)$$

in der x- bezw. z-Richtung. Sind die Halbachsen gegeben, so liefert das Verhältnis ihrer Quadrate

$$C = 4\,\frac{c^2}{a^2};$$

ferner ist

$$B = a^2, \quad \ldots\ldots (25),$$

also auch α bestimmt.

$$L = M = [-18{,}018 + 0{,}156\,\lambda^2 - 1{,}128\,\lambda^4 + 6{,}24\,\lambda^6]\,\frac{\mu\,\omega^2}{2}$$

$$N = -[7{,}644 + 21{,}568\,\lambda^2 + 31{,}792\,\lambda^4 + 19{,}776\,\lambda^6 + 8{,}32\,\lambda^8]\,\frac{\mu\,\omega^2}{2}$$

$$D = [61{,}698 + 97{,}916\,\lambda^2 + 183{,}06\,\lambda^4 + 108{,}832\,\lambda^6 + 68{,}24\,\lambda^8]\,\frac{\mu\,\omega^2}{2}$$

und $\lambda = \frac{c}{a}$, für $x = 0$, $z = 0$ die Spannung

$$\sigma_a = \frac{\mu\,\omega^2}{2}\,a^2\left[1+\frac{N+M}{D}\right]$$

und für $x = 0$, $z = c$ die Spannung

$$\sigma_b = \frac{\mu\,\omega^2\,a^2}{2}\left[-\frac{2M}{D}\right]$$

ergeben, während der Mittelwert

$$\sigma_m = \sigma_a - {}^1/_3\,(\sigma_a - \sigma_b)$$

sein wird. Hieraus berechnet sich

$$\psi' = \frac{\sigma_a - \sigma_b}{\sigma_m}$$

und die folgende Zahlentafel:

$\frac{c}{a} = \lambda =$	0	$^1/_8$	$^1/_4$	0,4	0,5
ψ nach dem angenäherten Verfahren	= 0	0,0395	0,158	0,405	0,633
ψ' nach Chree . .	= 0	0,050	0,136	0,345	0,518

Wir ersehen hieraus, daß in Anbetracht des verwickelten mathematischen Zusammenhanges der in Frage stehenden Größen bei den praktisch allein wichtigen kleineren Achsenverhältnissen die Uebereinstimmung der angenäherten Formel (18) mit den strengen Ergebnissen von Chree sehr gut genannt werden darf.

Dies berechtigt nun zum Schlusse, daß auch bei andern Scheibenformen die Annäherung praktisch befriedigend sein wird.

Fig. 4.

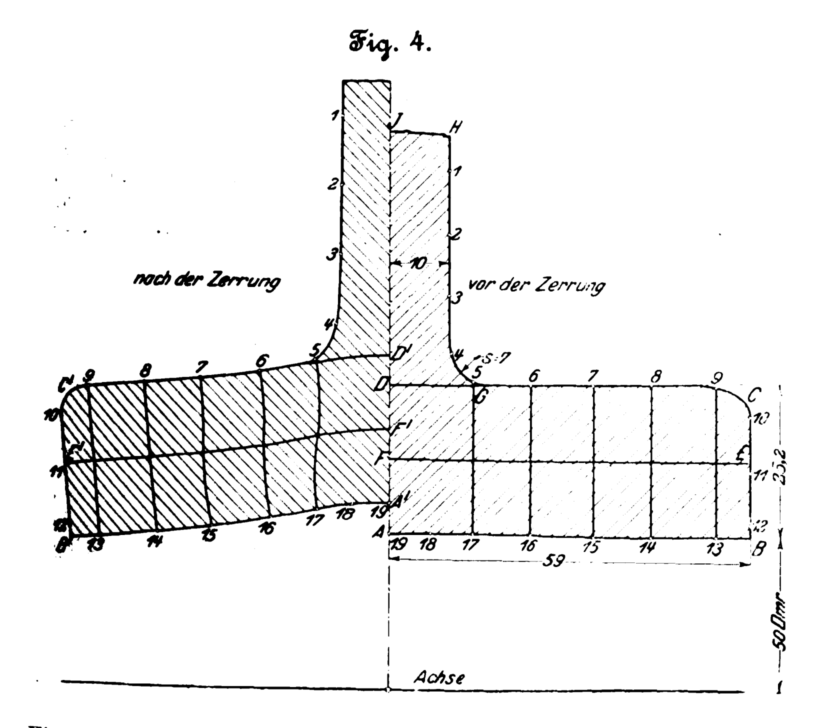
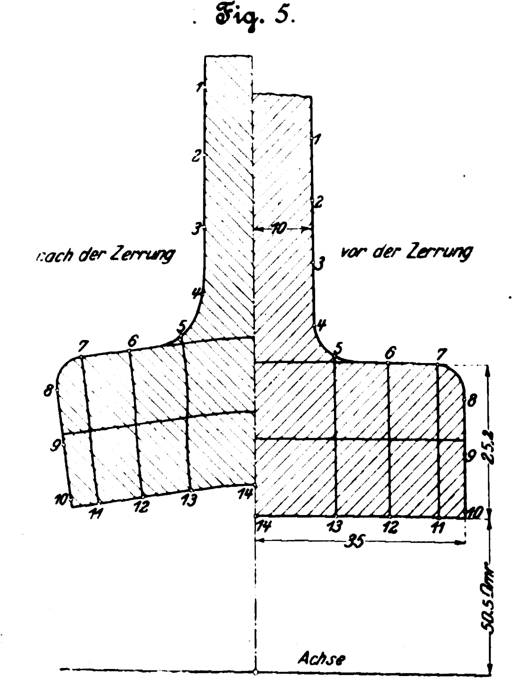


Fig. 5.



Hiernach erhalten wir die Spannungen

$$\left.\begin{aligned}\sigma_r' &= E'A\,[(1+\nu)\,\alpha+(3+\nu)\,\beta\,x^2]\\ \sigma_t' &= E'A\,[(1+\nu)\,\alpha+(3\nu+1)\,\beta\,x^2]\end{aligned}\right\} \quad (26).$$

Insbesondere für die Punkte der Achse, d. h. für $x = 0$, wird

$$\sigma_r' = \sigma_t' = E'A\,(1+\nu)\,\alpha = (1+\nu)\,\alpha\,\mu\,\omega^2 = \frac{3+\nu}{11+\nu}\,\mu\,\omega^2 a^2 \quad (27).$$

Diesen Wert, wie auch $\varrho = \frac{a^2}{c}$ und $h_0 = 2c$ brauchen wir nur in Formel (18) einzusetzen, um

$$\psi = \frac{(2-\nu)(1-\nu)}{2(1-\nu)}\left[1+\frac{\nu(11+\nu)}{(2-\nu)(3+\nu)}\right]\frac{c^2}{a^2} \quad (28)$$

zu erhalten.

Nun berechnen wir die Spannungen nach den Formeln von Chree, welche mit den Bezeichnungen

Formänderung und Beanspruchung der Nabe.

Während durch das Obige die Mehrbeanspruchung der vollen Scheibe, abgesehen von der »Hohlkehle« am Kranze, als ungefährlich erwiesen ist, erscheint der Spannungszustand an der Nabe eines durchbohrten Stabes nicht so harmlos.

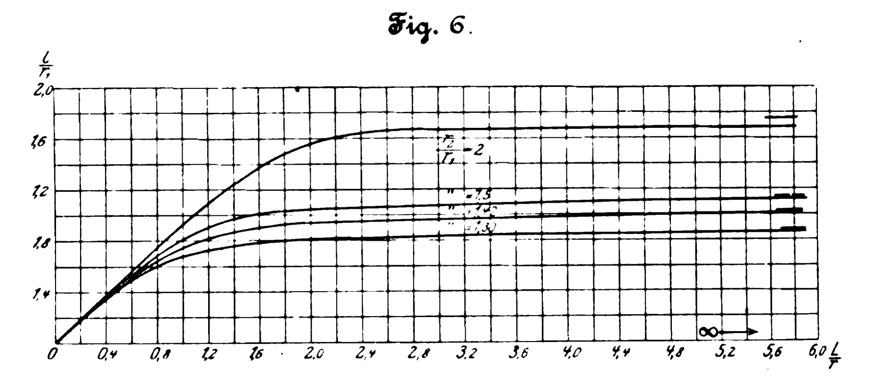
In Fig. 4 stellt das Rechteck $ABCD$ einen Schnitt durch die Nabenhälfte eines Rades, an welche sich eine Mittelscheibe von unveränderlicher Dicke anschließt, dar.

Der verdickte Kranz des aus Kautschuk hergestellten Modelles, dessen Maße in mm angegeben sind, wurde mittels einer geeigneten Vorrichtung radial allseitig gleichmäßig gedehnt, so daß die vollkommen kreisrunde Gestalt gewahrt blieb. Die linke Seite der Figur 4 zeigt den Querschnitt nach erfolgter Formänderung, wobei die Lage der vorher ausgemessenen Punkte 1 bis 19 die Verzerrung im einzelnen einigermaßen zu verfolgen gestattet. Wir ersehen aus der Figur, daß die Nabe stark gebogen wird, demnach nicht alle Elemente zum Tragen gleichmäßig herangezogen werden. Eigentümlicherweise ist der Durchmesser am äußersten Ende bei B' nach erfolgter Zerrung sogar kleiner als im ungespannten Zustande, was indessen durchaus den Ergebnissen der Theorie entspricht. Die ursprünglich radialen Geraden 9—13, 8—14 usf. werden infolge der Schubspannungen die auf der linken Seite nach Schätzung eingezeichnete krummlinige Form annehmen, wobei indes der Winkel mit der Umrißlinie stets ein rechter bleiben muß.

Nachdem wir die Nabe kürzer gemacht hatten, wurde das Rad abermals in gleicher Weise gespannt und wies die in Fig. 5 links dargestellte Formänderung auf, an welcher ebenfalls die Biegung unverkennbar das Vorherrschende ist.

Die beobachtete Formänderung läßt sich nun glücklicherweise rechnerisch mit befriedigender Genauigkeit verfolgen, wenn wir von den Entwicklungen Gebrauch machen, die Grashof in seiner »Elastizität und Festigkeit«, 2. Aufl. S. 317 u. f., für die Beanspruchung eines Hohlzylinders hergeleitet hat. Zwar ist dafür Voraussetzung, daß sowohl die radiale Ausbuchtung als auch die Dicke des Zylinders gegenüber dem Halbmesser kleine Größen sind; doch zeigt der Vergleich der Rechnung mit dem Ergebnis unsres Modellversuches, daß eine genügende Uebereinstimmung besteht. Die Formeln Grashofs, von deren Mitteilung hier Abstand genommen werden muß, können wir dazu benutzen, um die sogenannte reduzierte Nabenlänge zu ermitteln. Die für die Zwecke der Rechnung mit scharfer Ecke angesetzt gedachte Mittelscheibe möge auf eine Länge y_2 auf den Zylindermantel der Nabe vom Halbmesser r_2 die gleichmäßige Spannung σ_{r2} übertragen und die Nabe an dieser Stelle um den Betrag ξ_2 ausdehnen. Die reduzierte Nabe hat bei gleichem Innen- und Außenhalbmesser r_1 bezw. r_2 eine Länge l, die so zu bestimmen ist, daß die auf diese Länge gleichmäßig verteilte radiale Zugkraft der Mittelscheibe, d. h. eine gleichmäßige Radialspannung $\sigma_{r2}' = \sigma_{r2} \frac{y_2}{l}$, die gleiche Aufweitung ξ_2 hervorruft wie an der wirklichen Nabe, deren Länge $= L$ sei. Die Ergebnisse der für eine Mitteilung ebenfalls zu umständlichen Rechnung sind in Fig. 6 zeichnerisch aufgetragen. Als Abszisse dient das Verhältnis $\frac{L}{r_1}$, als Ordinate $\frac{l}{r_1}$; man sucht die entsprechenden Werte mit Hülfe der eingezeichneten Kurven, die einem gegebenen Verhältnis der Halbmesser $\frac{r_2}{r_1}$ zugeordnet sind. Die am rechten Ende über den Linien angebrachten kurzen Striche entsprechen dem Wert $\frac{L}{r_1} = \infty$, d. h. der unendlich langen Nabe. Wir ersehen hiernach,

Fig. 6.



daß es bei einem Verhältnis $\frac{r_2}{r_1} = 2$, abgesehen von der Führung, keinen Sinn hat, die Nabe länger als $L = 2{,}5\, r_1$ zu machen, da doch nur etwa der Betrag $l = 1{,}7\, r_1$ als voll tragend in Betracht kommt.

Das Problem der Nabenbeanspruchung ist durch diese Untersuchung nicht erschöpft, und ich behalte mir vor, insbesondere auf die in der Hohlkehle der Nabe herrschenden Verhältnisse zurückzukommen, wo auch die Spannungen besonders hohe Werte anzunehmen drohen. Einen vielversprechenden Weg scheint das zeichnerische Verfahren zu bilden, bei welchem die Formänderung zunächst versuchsweise angenommen und dann durch zeichnerische Integration verbessert wird. Jedenfalls dürfte der Modellversuch bewiesen haben, daß die vollständige Vernachlässigung der Nabenausbuchtung zu den größten Fehlschlüssen hinsichtlich ihrer Beanspruchung führen kann.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 8. April 1907.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Joh. Körting. Schriftführer: Hr. Goll.

Anwesend 89 Mitglieder und 12 Gäste.

Die Versammlung ehrt das Andenken des verstorbenen Mitgliedes Kommerzienrat Emil Pönsgen durch Erheben von den Sitzen.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Dr.-Ing. Kux über

die Wirkungsweise von Kreiselpumpen.

Erst in neuerer Zeit ist es gelungen, Kreiselpumpen zu bauen, die in der Ausnutzung der Energie einigermaßen erfolgreich mit den Kolbenpumpen wetteifern können. Die Ueberlegenheit der Bauarten ist einerseits durch die höhere mechanische Vollendung, anderseits auch durch die bessere Erkenntnis der Vorgänge in der Pumpe begründet.

Kreiselpumpen älterer Bauart finden vornehmlich als Schmutzwasserpumpen Anwendung, bei denen es sich meist um große Wassermengen und geringe Förderhöhen, also auch um verhältnismäßig geringe Austrittsgeschwindigkeiten handelt und wo somit die Verluste durch Wirbelung und Wasserreibung, die mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen, weniger ins Gewicht fallen. Für Pumpen mit größeren Förderhöhen dagegen ist man bemüht, die dem Wasser beim Austritt aus dem Rad innewohnende Geschwindigkeitsenergie in Druck umzusetzen.

Der Vortragende erörtert zunächst die beiden Wege, die hierfür eingeschlagen werden: die Verwendung eines spiralförmigen Gehäuses mit anschließendem kegelig zulaufendem Stutzen für Druckhöhen bis etwa 25 m und die Verwendung von Leitschaufel-Einrichtungen für noch größere Förderhöhen.

Wenn sich nun trotz der höheren Entwicklung der Kreiselpumpen im Betrieb mitunter Anstände ergeben, so sind sie in den meisten Fällen darauf zurückzuführen, daß bei Bestellung der Pumpe die Betriebsverhältnisse nicht richtig eingeschätzt worden sind. Grundsätzlich hat es auf die Wirkungsweise der Pumpen keinerlei Einfluß, ob sie dieser oder jener Bauart angehören; die Beziehungen unter den bei Kreiselpumpen in Betracht kommenden, voneinander abhängigen Größen sind vielmehr im allgemeinen stets die gleichen. Diese Größen sind: Wassermenge, Förderhöhe, Umlaufzahl und Kraftbedarf oder Wirkungsgrad der Pumpe.

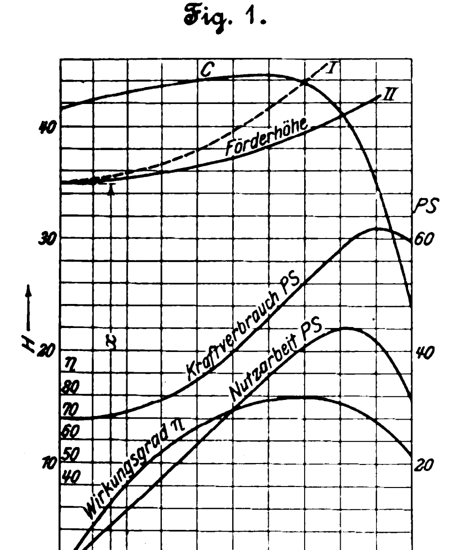
Während bei Kolbenpumpen die Förderhöhe, abgesehen von der Zu- oder Abnahme der einer größeren oder kleineren geförderten Wassermenge entsprechenden manometrischen Widerstände, lediglich von der Umlaufzahl abhängig ist und auch der Wirkungsgrad für verschiedene Umlaufzahlen nahezu gleich bleibt, liegen die Verhältnisse bei Kreiselpumpen wesentlich verwickelter. Hier stehen die sämtlichen genannten Größen zueinander in einem bestimmten Abhängigkeitsverhältnis, und zwar läßt sich unter der Voraussetzung gleichbleibender Stoß- und Reibungszahlen entwickeln, daß die zeich-

nerischen Darstellungen der Abhängigkeit der einzelnen Größen voneinander sich als die Schnittlinien von Ebenen mit einem hyperbolischen Paraboloid darstellen. Die wichtigste der zwischen den einzelnen veränderlichen Größen in Betracht kommenden Beziehungen ist diejenige zwischen Wassermenge und Förderhöhe bei einer gegebenen gleichbleibenden Umlaufzahl.

Trägt man zu jeder Wassermenge die zugehörige manometrische Förderhöhe auf, so ergibt sich eine Parabel mit senkrechter Achse, deren Scheitel gegen die Ordinatenachse verschoben ist und deren Anfangspunkt um eine bestimmte Höhe über dem Koordinaten-Nullpunkt liegt; bei gleichbleibender Umlaufzahl nimmt also mit wachsender Wassermenge die Förderhöhe zunächst bis zum Scheitel der Parabel zu und im weiteren Verlauf wieder ab. Trägt man zu den Wassermengen noch die wirklich geleistete Nutzarbeit, das Produkt aus Wassermenge und Förderhöhe auf, so wächst bei gleichbleibender Umlaufzahl die Nutzarbeit mit der zu fördernden Wassermenge zunächst an, nimmt aber nach Ueberschreitung des Scheitels wieder ab.

Eine zweite Parabel erhält man, wenn man zu jeder Wassermenge bei gegebener gleichbleibender Umlaufzahl den zugehörigen Wirkungsgrad aufträgt. Diese Parabel hat ebenfalls eine senkrechte Achse, geht aber durch den Koordinaten-Anfangspunkt und ist ebenfalls gegen die Ordinatenachse um ein bestimmtes Maß verschoben. Auch der Wirkungsgrad wächst also zunächst mit steigender Wassermenge, erreicht einen Höchstwert und nimmt dann mit steigender Wassermenge wieder ab. Hieraus folgt, daß eine Pumpe von bestimmten Abmessungen und bestimmter Bauart nur für eine ganz bestimmte Wassermenge bei einer gegebenen Umlaufzahl ihren höchsten Wirkungsgrad erreicht und daß nur in beschränktem Umfange der Wirkungsgrad nahezu gleich bleibt.

Fig. 1.



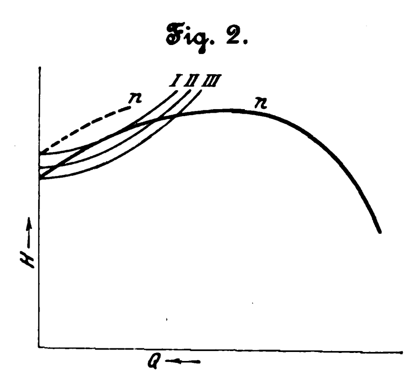
Die in Wirklichkeit festgestellten Kurven weichen nicht unbeträchtlich von dem parabolischen Verlauf ab. Fig. 1 zeigt den Verlauf der Kurven nach Versuchen, die auf dem Versuchstande von Gebr. Körting A.-G. festgestellt worden sind. Zu den bereits erwähnten drei Kurven ist noch als vierte Linie der wirkliche Kraftverbrauch der Pumpe bei gleichbleibender Umlaufzahl eingezeichnet worden. Er läßt sich aus den drei andern ohne weiteres rechnerisch bestimmen, und man erkennt aus seinem Verhalten, daß bei einer bestimmten unveränderlichen Umlaufzahl der Kraftverbrauch der Pumpe mit wachsender Wassermenge stetig zunimmt, also trotz abnehmender Förderhöhe wächst. Hieraus folgt ohne weiteres, daß, wenn die Betriebsverhältnisse nicht richtig bestimmt worden sind, der Antriebmotor sehr leicht überlastet wird.

Die manometrischen Höhenverluste in einer Leitung wachsen nach einer parabolischen Kurve. Für eine geometrische Förderhöhe x, Fig. 1, und eine gegebenen Rohrleitung entspricht somit die manometrische Förderhöhe bei steigender Wassermenge einer bestimmten, den Verhältnissen der Rohrführung entsprechenden Parabel I, deren Scheitel in der senkrechten Achse in der Höhe x liegt. Diejenige Wassermenge und Förderhöhe, die einer Kreiselpumpe bei einer gegebenen geometrischen Förderhöhe, gegebenen Rohrleitung und gegebenen Umlaufzahl zukommen, findet man aus dem Schnittpunkt der charakteristischen Linie (Kurve C) der Pumpe mit der Linie der manometrischen Widerstände. Würde also bei der Bestimmung der Betriebsverhältnisse zwar die geometrische Höhe richtig bestimmt, aber die manometrischen Reibungsverluste nicht richtig eingeschätzt, so daß z. B. die Parabel der manometrischen Höhen flacher verläuft (Kurve II), so würde man einen Schnittpunkt erhalten, für den zwar die Förderhöhe kleiner, die Wassermenge größer, der Wirkungsgrad aber so erheblich kleiner werden würde, daß der wirkliche Kraftverbrauch größer wäre als angenommen und somit der Motor überlastet sein würde.

Aus diesem Grunde sollte man beim Anlassen von Kreiselpumpen darauf achten, daß der Druckschieber geschlossen ist und, nachdem die Pumpe auf ihre Umlaufzahl gebracht worden ist, die Wassermenge durch allmähliches Oeffnen des Druckschiebers auf die richtige Menge eingestellt wird, damit der Motor nicht überlastet werden kann.

Die Kurven der Figur 1 geben weiter in bemerkenswerter Weise Aufschluß über die äußersten Grenzfälle, unter denen eine Pumpe bei gegebener Umlaufzahl überhaupt noch zu fördern vermag. Man findet nämlich diejenige Förderhöhe, die bei einer gegebenen Rohrleitung überhaupt noch überwunden werden kann, indem man die Parabel der dieser Rohrleitung zukommenden Förderhöhen solange verschiebt, bis sie die charakteristische Linie für die betreffende Umlaufzahl berührt, Linie I Fig. 2. Der Berührungspunkt der Parabel ergibt dann diejenige Wassermenge und Förderhöhe, welcher die Pumpe unter den angegebenen Verhältnissen gerade noch zu genügen vermag. Hierbei muß zur Einleitung der Wasserförderung mindestens eine Umlaufzahl n aufgewendet werden, die derjenigen charakteristischen Linie entspricht, die durch den Schnittpunkt mit der zuletzt bezeichneten Parabel und der senkrechten Koordinatenachse hindurchgeht, punktierte Kurve für n, Fig. 2. Dieser Schnittpunkt gibt gleichzeitig die im äußersten Falle zulässige Förderhöhe an, bei der die Pumpe mit der Umlaufzahl n überhaupt noch zu fördern vermag. Steigt die Förderhöhe hierüber hinaus, so vermag die Pumpe bei n Umdrehungen überhaupt nicht mehr zu fördern, selbst dann nicht, wenn beim Anlassen die Umlaufzahl erhöht wird. Verschiebt man die Parabel nach unten, so schneidet sie die charakteristische Linie solange in zwei Punkten, bis ihr Scheitel unter den Anfangspunkt dieser Linie rückt. Die Pumpe würde also zwei verschiedene Wassermengen auf verschiedene Förderhöhen schaffen können, sie würde sich in einem labilen Zustande befinden und bei der geringsten Verminderung der Umlaufzahl abschnappen; für solche Betriebsverhältnisse empfiehlt sich eine Kreiselpumpe nicht. Um eindeutige Förderverhältnisse zu erhalten, sollte stets darauf geachtet und auch bei Anfragen oder Bestellungen zur Bedingung gemacht werden, daß die Pumpe ohne Steigerung der Umlaufzahl anspringt, d. h. daß bei der für den normalen Betrieb vorausgesetzten Umlaufzahl die Pumpe von selbst zu fördern anfängt, Kurve III Fig. 2. Durchaus wichtig und unerläßlich ist dies in allen Fällen, in denen eine Aenderung der Umlaufzahl nicht möglich ist, also bei unmittelbarer Kupplung mit Drehstrommotoren. Für das Anspringen der Pumpe unter sonst richtig gewählten Verhältnissen gilt noch als selbstverständliche Voraussetzung, daß die Pumpe vor dem Anlassen richtig aufgefüllt und entlüftet ist.

Fig. 2.



In derselben Weise, wie in Fig. 1 für eine bestimmte Umlaufzahl die charakteristische Linie und die Kurven des Wirkungsgrades, Kraftverbrauches usw. aufgezeichnet sind, läßt sich dies für verschiedene Umlaufzahlen derselben Pumpe ausführen. Setzt man voraus, daß die Werte der Reibungs- und Stoßverluste unveränderlich sind, so würde folgen, daß der hydraulische Wirkungsgrad der Pumpe für alle diejenigen Punkte gleich groß ist, für die sich ähnliche Geschwindig-

keitsrisse ergeben. Der höchste Wirkungsgrad für verschiedene Umlaufzahlen würde sich also für alle diejenigen Punkte ergeben, für welche die Geschwindigkeitsrisse einem stoßfreien Gange der Pumpe entsprechen. Für den stoßfreien Gang, bei dem die relative Eintrittgeschwindigkeit des Wassers in das Rad in die Richtung des untersten Laufradschaufelelementes fällt, besteht aber, wenn man die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt mit u und die manometrische Förderhöhe mit H bezeichnet, die Beziehung

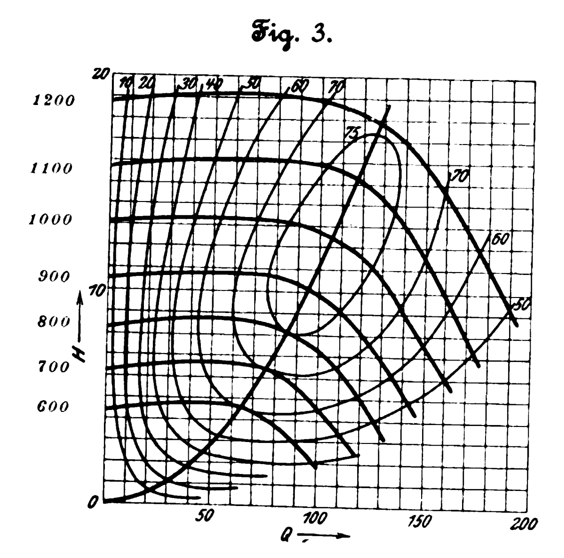
$$H = c \frac{u^2}{2g},$$

wobei c eine der Bauart entsprechende Konstante bedeutet. Da nun die Umfangsgeschwindigkeit der Umlaufzahl proportional sein muß, so würde folgen

$$H = \text{konst } u^2.$$

Wenn aber gleichzeitig die Geschwindigkeitsrisse ähnlich bleiben sollen, so müßte in jedem Falle u der absoluten Ein-

Fig. 3.



trittgeschwindigkeit proportional sein. Da letztere aber wieder der Wassermenge proportional ist, so würde folgen, daß in jedem Fall u auch proportional der Wassermenge sein müßte. Man würde also für alle Punkte die einem stoßfreien Gang entsprechen, die Beziehung erhalten:

$$H = \text{konst } Q^2,$$

diese Punkte würden also sämtlich in dem gewählten Achsenkreuz auf einer Parabel liegen, deren Scheitel im Koordinaten-Anfangspunkt liegt und deren Achse mit der senkrechten Ordinatenachse zusammenfällt, Fig. 3. Diese Parabel würde den Punkten mit gleichem hydraulischen Wirkungsgrad entsprechen. Dieser hat jedoch weniger Bedeutung, als der Gesamtwirkungsgrad, da hiervon allein der Kraftverbrauch abhängt.

Der Gesamtwirkungsgrad ändert sich aber unter der Voraussetzung des stoßfreien Ganges mit der Wassermenge längs der genannten Parabel folgendermaßen:

Da die Nutzleistung einer Pumpe der Wassermenge und der Förderhöhe proportional ist, so folgt:

$$L_n = H\,Q = c_1\,Q^3.$$

Für die Arbeitsverluste kommen zunächst die inneren Leckverluste in Frage; die äußeren Leckverluste sollen vernachlässigt werden, da sie sich durch Anwendung geeigneter Hülfsmittel nahezu vollständig vermeiden lassen. Die inneren Leckverluste lassen sich durch die dritte Potenz der geförderten Wassermenge ausdrücken. Berücksichtigt man nämlich, daß der Pressungsunterschied zwischen zwei Punkten des Wasserweges innerhalb der Pumpe, zwischen denen ein Leckverlust stattfinden kann, proportional ist dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit v_x an einer der beiden Leckstellen, so ergibt sich

$$P_1 - P_2 = c_2\,v_x^2.$$

Ist die Geschwindigkeit in einem der Leckquerschnitte v_1, so ist ferner:

$$P_1 - P_2 = c_3\,v_1^2.$$

Da nun die Wassermenge der Durchflußgeschwindigkeit v_x proportional ist, so folgt einerseits, daß die Geschwindigkeit im Leckquerschnitt, also auch die Leckwassermenge der gesamten geförderten Wassermenge proportional ist, und anderseits, daß der Arbeitsverlust, der durch diesen Pressungsverlust hervorgebracht wird, der dritten Potenz der Geschwindigkeit im Leckquerschnitt oder der dritten Potenz der geförderten Wassermenge proportional ist. Somit ist dieser Arbeitsverlust

$$L_l = c_4\,Q^3.$$

Weiter ist für den Gesamtwirkungsgrad die Reibung des Rades im Wasser von Bedeutung. Man nimmt bekanntlich an, daß der Reibungswiderstand eines sich im Wasser bewegenden Körpers der wasserberührten Fläche und dem Quadrat der Geschwindigkeit, mit der die Bewegung stattfindet, proportional ist. Hieraus läßt sich nachweisen, daß die Reibungen eines im Wasser umlaufenden Rades von gegebenen Abmessungen mit der dritten Potenz der Umfangsgeschwindigkeit wachsen, vorausgesetzt, daß man die Reibungsziffer als unveränderlich betrachten kann. Der Arbeitsverlust der Wasserreibung für das umlaufende Rad ist also $L_w = \psi\,u^3\,r^2 = c_5\,u^3$.

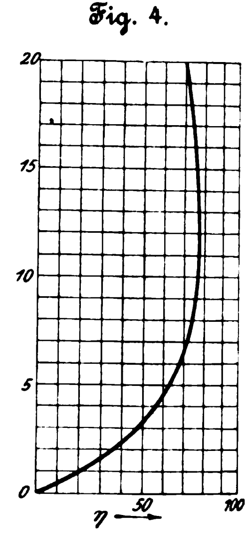
Versuche auf dem Probierstande der Firma Gebr. Körting A.-G. haben diese Beziehung mit guter Annäherung bestätigt. Es hat jedoch den Anschein, als wenn mit wachsender Umfangsgeschwindigkeit die Reibungszahl ebenfalls wächst. Da ferner

$$H = \text{konst. } Q^2,$$

so folgt, daß auch

$$L_w = c_6\,Q^3.$$

Fig. 4.



Schließlich kommt als Verlust noch die rein mechanische Reibung in Betracht. Nach Versuchen auf dem Probierstande kann näherungsweise die Leergangreibung als proportional der Umlaufzahl, also auch proportional der Wasserreibung angenommen werden:

$$L_r = c_7\,Q.$$

Nimmt man dann den hydraulischen Wirkungsgrad längs der der Betrachtung unterworfenen Parabel als unveränderlich an, so ergibt sich, wenn man die zusätzliche Reibungsarbeit als proportional der aufzuwendenden Arbeit mit Ausschluß der Leergangarbeit annimmt, der Gesamtwirkungsgrad zu:

$$\eta = \frac{c\,Q^3}{\left(\frac{c\,Q^3}{\eta\,H} + c_4\,Q^3 + c_6\,Q^3\right)(1+\beta) + c_7\,Q}$$

oder

$$\eta = \frac{Q^2}{a + b\,Q^2}.$$

Der Wirkungsgrad längs der Parabel ist also abhängig von Q^2 oder von H.

Auf H bezogen erhält man:

$$\eta = \frac{H}{a' + b'\,H},$$

das entspricht einer gleichseitigen Hyperbel, deren eine Asymptote im Abstande $\frac{1}{b'}$ von der Ordinatenachse liegt; mit wachsender Förderhöhe würde also der Wirkungsgrad stetig bis zu einem höchsten Grenzwert $\frac{1}{b'}$ wachsen.

In Wirklichkeit wird, wie Versuche zeigen, dies nicht genau eintreten, vielmehr wird zwar anfangs der Wirkungsgrad in guter Uebereinstimmung mit der hyperbolischen Darstellung wachsen, dann aber von einer gewissen Umlaufzahl an allmählich wieder fallen, Fig. 4. Diese Abweichung des praktischen Versuches von den Ergebnissen der theoretischen Betrachtung führt der Vortragende darauf zurück, daß die in den Gleichungen angeführten Zahlen in Wirklichkeit nicht unveränderlich sind, sondern selbst zu der Umfangsgeschwindigkeit in einem gewissen Abhängigkeitsverhältnisse stehen. Um hiervon ein Bild zu geben, sind in Fig. 3 die charakteristischen Linien für die verschiedenen Umlaufzahlen von 100 zu 100 wachsend aufgetragen und zugleich die Punkte gleichen Wirkungsgrades durch Linienzüge verbunden; letztere Linienzüge stellen also gewissermaßen die Niveaulinien des Wirkungsgrades dar. Wie man zunächst erkennt, sind diese Niveaulinien nach oben geschlossene Kurven, woraus zu schließen ist, daß auch nach oben hin der Wirkungsgrad nicht gleich bleibt, sondern allmählich abfällt, s. Fig. 4.

Diese Darstellung ermöglicht nun ohne weiteres zu beurteilen, ob und inwieweit sich für gegebene Förderverhältnisse ein Pumpenmodell eignet oder nicht, da es nur in einem bestimmten Bereich wirtschaftlich arbeitet. Demnach müssen bei Anfragen und Bestellungen die Betriebsverhältnisse mög-

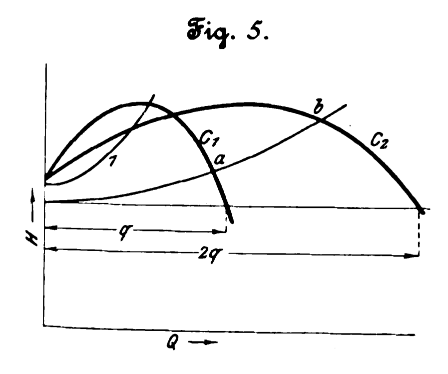
lichst genau festgelegt werden, damit der Fabrikant beurteilen kann, ob das gewählte Pumpenmodell paßt oder nicht. Bedauerlicherweise wird jedoch hierauf sehr wenig Rücksicht genommen, und daraus erklärt es sich, daß sich sehr häufig nachher im Betrieb Anstände ergeben. Auf der andern Seite wird allerdings vielfach auch von Firmen versäumt, bei den der Bestellung voraufgehenden Verhandlungen hierauf aufmerksam zu machen.

Die Pumpe, deren Nutzeffektlinien in Fig. 3 und 4 dargestellt sind, hat einen höchsten Wirkungsgrad von rd 75 vH ergeben. In Fig. 1 ist die Nutzeffektlinie einer zweistufigen Hochdruckpumpe dargestellt, die nach den Messungen des Hrn. Professor Berndt 79 vH ergeben hat. Im allgemeinen aber ist man mit solchen Zahlen an der Grenze des Erreichbaren angelangt.

Daß die Niveaulinien des Wirkungsgrades auch nach oben hin geschlossene Kurven darstellen, läßt einen wichtigen Schluß für die Stufenzahl von Hochdruckpumpen zu. Bei dem bedeutenden Einfluß, den die Wasserreibung auf den Wirkungsgrad einer Pumpe hat, sucht man die Raddurchmesser möglichst klein zu halten und eine hohe Umfangsgeschwindigkeit durch Erhöhung der Umlaufzahl zu erzielen. Die zeichnerische Darstellung zeigt aber, daß man auch nach dieser Richtung hin eine Grenze nicht überschreiten darf, und daß es keineswegs, wie häufig behauptet wird, eine besondere Leistung ist, wenn man die Förderhöhe auf eine möglichst geringe Stufenzahl verteilt.

Wie bei der Hochdruck-Kreiselpumpe die einzelnen Stufen hintereinander geschaltet werden, so lassen sich Kreiselpumpen auch parallel schalten. Man begegnet nun häufig der irrtümlichen Auffassung, daß wie bei Kolbenpumpen zwei Kreiselpumpen bei Parallelschaltung bei gleicher Umlaufzahl die doppelte Menge fördern wie eine; das ist nur richtig unter der Annahme gleichbleibender Förderhöhe. Wie sich eine Kreiselpumpe verhält, erkennt man am besten an einer zeichnerischen Darstellung; Fig. 5 zeigt die charakteristische Linie C_1 für eine Pumpe; durch Verdoppelung der die Wassermenge darstellenden Abszissen und Beibehaltung der Höhe erhält man die charakteristische Linie C_2, für zwei Pumpen

Fig. 5.

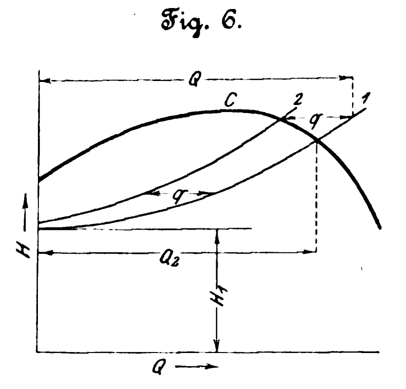


in Parallelschaltung. Trägt man jetzt für eine bestimmte geometrische Höhe und eine bestimmte Rohrleitung die Parabel der manometrischen Widerstände auf, so schneidet diese die Kurve C_1 in a, C_2 dagegen in b. Die Verschiedenheit der manometrischen Förderhöhen führt also dazu, daß nicht die doppelte Wassermenge, sondern eine wesentlich geringere Menge gefördert wird. Die doppelte Menge wird nur dann annähernd gefördert, wenn die manometrische Höhe eine verhältnismäßig geringe Rolle spielt, also wenn fast ausschließlich geometrische Förderhöhe zu überwinden ist. Je stärker sich aber die manometrischen Widerstände geltend machen, um so mehr bleibt die geförderte Wassermenge bei der Parallelschaltung hinter der doppelten Menge einer einzelnen Pumpe zurück, und es kann, wie Linie 1 zeigt, sogar der widersinnig scheinende Fall eintreten, daß zwei Pumpen in Parallelschaltung weniger fördern, als eine allein. Dieser Fall tritt im allgemeinen nur bei Pumpen ein, deren charakteristische Linien anfänglich stark ansteigen, und solche findet man nur bei Pumpen mit stark nach vorwärts gekrümmten Schaufeln. Bei den meist verwendeten rückwärts gekrümmten Schaufeln verlaufen die charakteristischen Linien anfangs ziemlich flach, s. Fig. 3.

Bemerkenswert ist schließlich noch, wie sich eine Kreiselpumpe bei Parallelschaltung mit einer Kolbenpumpe verhält. Eine Kolbenpumpe wird bei unveränderlicher Umlaufzahl stets dieselbe Wassermenge fördern, gleichviel, wie hoch die Pressung im Druckrohr ist, vorausgesetzt, daß die Kraftleistung des Antriebmotors und die Abmessungen der Pumpe ausreichen.

In Fig. 6 sind die manometrischen Verluste einer Leitung durch die Parabel 1 dargestellt, deren Scheitel entsprechend der geometrischen Förderhöhe in einer Entfernung H_1 über dem Koordinatenanfangspunkte liegt. Die von der Kolbenpumpe geförderte Wassermenge wird durch eine der Parabel 1 äquidistant in der Entfernung q gezogenen Linie dargestellt. Der Schnittpunkt dieser Linie mit der für eine bestimmte Umlaufzahl charakteristischen Linie C der Kreiselpumpe ergibt die Verteilung der geförderten Wassermenge Q auf die Kreiselpumpe und die Kolbenpumpe. Wird die Kolbenpumpe abgestellt, so fördert die Kreiselpumpe bei gleichbleibender Umlaufzahl allein die Wassermenge Q_2, so daß also hierbei die Antriebmaschine der Pumpe leicht überlastet werden kann.

Fig. 6.



In der anschließenden Besprechung weist Hr. Hilt darauf hin, daß auch die Art des zu fördernden Wassers eine große Rolle spiele. Harte Wasser, in denen Mineralsalze in großer Menge gelöst sind, scheiden, wie die Erfahrungen im Bergwerkbetrieb zeigen, oft einen Teil dieser Salze innerhalb der Pumpen aus. Vor allem setzt sich das etwa im Wasser gelöste Chlorbaryum in Berührung mit Sulfaten andrer Elemente als schwefelsaurer Baryt (Schwerspat) ab, und zwar in solchen Mengen, daß eine häufige Reinigung der Pumpen erforderlich wird. Es sei also anzuraten, vor Beschaffung von Kreiselpumpen die zu fördernden Flüssigkeiten durch Analyse auf ihr voraussichtliches Verhalten innerhalb der Pumpen zu prüfen.

Alsdann spricht Hr. Niese über die **Schwierigkeit der Auslegung des Begriffes »Fabrik«**. Er führt einleitend aus, daß der Begriff »Fabrik« bedeutsam ist, zumal wenn es fraglich ist, ob ein Betrieb zur Handels- oder Handwerkskammer oder zu einer Innung gehört. Nicht nur die verschieden hohen Beitragskosten zu der einen oder andern Vereinigung, sondern mehr noch die hiermit zusammenhängenden Verpflichtungen sind für die Beurteilung der Zugehörigkeit maßgebend. In Deutschland ist das Fabrikwesen bei weitem nicht so ausgebildet wie in ausgesprochenen Industrieländern, und daher bereitet die Klärung des Begriffes »Fabrik« erst in neuerer Zeit Schwierigkeiten. Prof. Troske hat einmal in einer Vorlesung folgende Erklärung gegeben:

> Eine Fabrik ist eine gewerbliche Anlage, in der Arbeitsteilung möglichst weit durchgeführt und die Handarbeit tunlichst durch Maschinen ersetzt wird, zu dem Zwecke, möglichst wohlfeil zu arbeiten, d. h. Gewinn zu erzielen.

Wenn man dem Ursprung des lateinischen Wortes fabrica (Werkstatt) folgt, so ist diese Erklärung richtig; da aber die Industrie in Deutschland erst seit ungefähr 30 Jahren zu großer wirtschaftlicher und sozialer Bedeutung gelangt ist, die Fabriken als ein Erzeugnis unsrer Zeit zu betrachten sind, die dem rastlosen menschlichen Schaffen auf wissenschaftlichem, technischem und wirtschaftlichem Gebiet gewissermaßen die Arbeit abnehmen sollen, so wächst auch die Schwierigkeit, zwischen Fabrik und Handwerk, ähnlich wie zwischen Handwerk und Kunst, eine scharfe Trennung durchzuführen. Das Reichsgericht hat z. B. anfänglich die stufenweise Verarbeitung eines Gegenstandes von verschiedenen Arbeitern als Kennzeichen des Fabrikbetriebes angesehen, diesen Standpunkt aber als unhaltbar wieder aufgegeben.

Einen Anhaltspunkt für die Beurteilung bietet u. a. der § 2 des neuen Gewerbe-Unfallversicherungs-Gesetzes. Allein maßgebend ist jedoch die Abwägung aller Verhältnisse im Einzelfall, denn selbst die zuständigen Stellen können nicht immer, wie der Vortragende an Beispielen erläutert, die Zugehörigkeit zu dieser oder jener Gattung von Betrieben herausfinden.

Bücherschau.

100 Jahre Dampfschiffahrt 1807 bis 1907. Von Karl Radunz. Rostock i. M. 1907, C. J. E. Volckmann Nachf. 300 S. mit 125 Fig. und 2 Taf. Preis 7,50 *M.*

An Jubiläen merkt man das Altwerden. Auch die Technik kommt jetzt immer mehr in die Zeit der 50- und 100jährigen Jubelfeiern. Wenn man sieht, wie wenig sie beachtet werden, erkennt man, daß wir auch heute noch nicht von einer der Bedeutung der Technik entsprechenden allgemeinen Wertschätzung reden können. Wie wäre es sonst möglich, daß auch die Erinnerungstage an die Großtaten der Technik, die unsrer Zeit das Gepräge aufgedrückt haben, unbeachtet vorübergehen können, zumal in einer Zeit, die sonst recht jubiläumsfroh ist! Als vor drei Jahren ein Jahrhundert verflossen war, seit der erste Dampfwagen auf eisernen Schienen gefahren ist, ging das Interesse dafür über eine kurze Notiz in einigen Fachzeitungen nicht hinaus, und das hundertjährige Jubiläum der Dampfschiffahrt, das wir in diesem Jahre feiern können, wird auch mit einigen Vorträgen und gelegentlichen kurzen Zeitungshinweisen abgetan sein. Es ist daher die Absicht des Verfassers, durch das vorliegende Buch die Aufmerksamkeit und das Interesse weiterer Kreise auf die Entwicklung der Dampfschiffahrt und ihre wirtschaftliche Bedeutung zu lenken, freudig zu begrüßen.

In seinem mit zahlreichen Abbildungen ausgestatteten Buch will der Verfasser durch eine Reihe lose aneinander gereihter Skizzen den Zweck erreichen. Glücklicherweise ist in der geschichtlichen Einleitung Papins legendäre Dampferfahrt, die man heute noch so vielfach als geschichtliche Tatsache hinnimmt, in richtiger Weise als Sage hingestellt.

Die Hauptentwicklungsabschnitte im Bau der Schiffskörper und der Maschinen- und Kesselanlagen sind kurz gekennzeichnet. In einem Kapitel wird auch auf die modernen Riesendampfer, ihre Einrichtung und innere Ausstattung hingewiesen. Die Abhandlung über Sicherheitseinrichtungen auf den Dampfschiffen ist bemerkenswert. Der geschichtliche Wert der einzelnen, oft sehr wenig zusammenhängenden Kapitel ist verschieden. Im letzten Abschnitt geht der Verfasser entschieden über den Rahmen seiner Aufgabe hinaus. Jedenfalls gehören Bilder mit der Ueberschrift »Jüdische Auswanderer« oder »Auswandererhallen mit Kirche« nicht in eine Geschichte der Dampfschiffahrt. Zu wünschen wäre auch gewesen, der Verfasser hätte manche der von ihm beliebten Fremdwörter durch gute deutsche Wörter ersetzt. Das würde auch das Verständnis den Kreisen, für die das Buch bestimmt ist, erleichtert haben. Das Wort »Oszillationsmaschinen« ist ebenso unschön, wie die »Kompoundmaschinen«, wofür wir das gute Wort »Verbundmaschinen« schon seit Jahrzehnten kennen. Auch »Tripel-Expansionsmaschinen« ist sehr gut entbehrlich. Es wäre wünschenswert, wenn diese Schönheitsfehler bei einer etwaigen Neuauflage vermieden würden.

Dem von der Verlagsbuchhandlung gut ausgestatteten Buch ist weite Verbreitung zu wünschen; möge es ihm gelingen, das Verständnis für die große Geschichte der Technik in weitere Kreise zu tragen. C. **Matschoß.**

Allgemeine Eisenbahnkunde für Studium und Praxis. Von L. Troske.

In Nr. 24 dieser Zeitschrift habe ich die ersten beiden Bände der allgemeinen Eisenbahnkunde von Prof. L. Troske einer Besprechung unterzogen, bei der ich am Schluß äußerte, daß das Buch für Nichtfachleute und Studierende als Einführungs- und Orientierungsbuch geeignet sei.

Hr. Prof. Troske hat das so aufgefaßt, als wollte ich dem Buch seinen fachmännischen Wert oder gar ihm selber die Fähigkeit, ein Buch für Eisenbahnfachleute zu schreiben, absprechen. Solches liegt mir durchaus fern und ich wiederhole im Sinne meiner Besprechung, daß das Werk zwar nicht, wie der Prospekt dies andeutet, ein den Stoff gleichmäßig behandelndes Einführungs- und Orientierungsbuch für Fachleute über das Eisenbahnwesen darstellt, aber trotzdem auch für den Fachmann viel Interessantes, Wissenswertes und Lehrreiches enthält und daß besonders die maschinentechnischen Gebiete mit außerordentlicher Sachkenntnis und Gründlichkeit behandelt sind.

Berlin. Giese.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3

Elektrotechnik. de Graffigny, H. Les moteurs électriques (moteurs à courant continu et à courant alternatif). Paris 1907. Libr. des publications populaires. Preis 80 Pfg.
— Häntzschel, Walt. Die elektrotechnische Praxis. Leipzig 1907. Fiedler. Preis 20 *M.*
— Hoppe, Osk. Praktischer Leitfaden der Elektrotechnik zum Selbststudium und Unterricht. 2. Aufl. Essen 1907. G. D. Baedeker. Preis 7 *M.*
— Hutchinson jun., R. W. Long distance electric power transmission. London 1907. Spon. Preis 15 *M.*
— Kapp, Gisb. Transformatoren für Wechselstrom und Drehstrom. 3. Aufl. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 8 *M.*
— Koch, Waldem. Die Konzentrationsbewegung in der deutschen Elektroindustrie. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 2,50 *M.*
— Paraf, Jean. Commutatrices et transformateurs électriques tournants. Paris 1907. Gauthier-Villars. Preis 2,50 *M.*
— Roller, F. W. Electric and magnetic measurements. London 1907. Spon. Preis 18 *M.*
— Ruhmer, Ernst. Ueber Röntgeneinrichtungen mit Funkentransformatoren, zum direkten Betrieb mit Wechselstrom ohne Unterbrecher. [aus Der Mechaniker] Berlin 1907. Administration der Fachzeitschrift Der Mechaniker. Preis 1,50 *M.*
— Siegel, Gustave. Prix de revient et prix de vente de l'énergie électrique, suivi d'un essai de tarification rationnelle. Paris 1907. Béranger. Preis 8 *M.*

Erd- und Wasserbau. de Cordemoy. Ports maritimes. Bd. I. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 15 *M.*
— Goering, A. Massenermittlung, Massenverteilung und Transportkosten der Erdarbeiten. 5. Aufl. Berlin 1907. Polytechnische Buchhandlung. A. Seydel. Preis 2,50 *M.*

Gesundheitsingenieurwesen. Calmette, A. Recherches sur l'épuration biologique et chimique des eaux d'égout. 2 Bde. Paris 1907. Masson & Co. Preis 13 *M.*
— Das Handbuch des Bautechnikers. VI. Opderbecke, Adf. Die allgemeine Baukunde, umfassend: Die Wasserversorgung, die Beseitigung der Schmutzwasser und Abfallstoffe, die Abortanlagen und Pissoirs, die Feuerungs- und Heizungsanlagen. 2. Aufl. Leipzig 1907. B. F. Voigt. Preis 5 *M.*
— Metzger, H. Städteentwässerung und Abwässerreinigung. Berlin 1907. C. Heymann. Preis 7 *M.*
— Ohlmüller. Gutachten des Reichsgesundheitsamtes über den Einfluß der Ableitung von Abwässern aus Chlorkaliumfabriken auf die Schunter, Oker und Aller. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 7,50 *M.*

Heizung und Lüftung. Klinger, H. J. Die Wohnungs-Warmwasserheizung (Etagenheizung) nebst Anhang: Ueber Rohrweiten bei Gewächshaus-Warmwasserheizung. (Sonderdr.) Halle 1907. Marhold. Preis 1,20 *M.*
— Schäfer, Frz. Die Warmwasser-Versorgung ganzer Häuser und einzelner Stockwerke durch selbsttätige Erhitzer mit Gasfeuerung. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 0,50 *M.*
— Schramm, Bruno. Taschenbuch für Heizungs-Monteure. 3. Aufl. München 1907. Oldenbourg. Preis 2,50 *M.*

Hochbau. Bloos, Rich. Wert von Quadratrute, Beleihung, Miete und Feuerkasse pro Quadratfuß bebauter Fläche, Bebaubarkeit nach der Bauordnung, Gesamtbreite, Gerichtszuständigkeit usw. von jeder Straße Groß-Berlins. Berlin 1907. Anders & Bufleb. Preis 5 *M.*
— Ritter v. Inffeld, Adf. Ueber Aufbau und Detail in der Baukunst. Wien 1907. C. Fromme. Preis 7,50 *M.*
— Ziegler, Adf. Eisen- und Holzkonstruktionen. 2. Aufl. Neuß a. Rh. 1907. Carl Frauenrath. Preis 2 *M.*

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

The progress of coal washing. Von Diescher. (Iron Age 11. Juli 07 S. 96/99*) Geschichtliche Entwicklung der Vorrichtungen. Neuere doppeltwirkende Kohlenwäscher. Wasserverbrauch.

Bergbau.

Sinking a shaft through quicksand by the pneumatic process. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 46/47*) Mitteilungen über die schwierigen Arbeiten beim Abteufen eines Schachtes der Syracuse Mining Co. mittels Senkkasten.

Wasserhaltung der Grube Altenwald. (ETZ 25. Juli 07 S. 738/39*) Ausführliche Darstellung der in Z. 1907 S. 842 erwähnten sechsstufigen Hochdruck-Kreiselpumpe von Klein, Schanzlin & Becker von 120 cbm/st Leistung und 430 m Förderhöhe, die von einem A. E. G.-Drehstrommotor von 5000 V und 300 PS mit 1480 Uml./min angetrieben wird.

Dampfkraftanlagen.

Dampfturbinen und Turbodynamos in betriebstechnischer Hinsicht. Von Niethammer. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 28. Juli 07 S. 586/91) Anwendung der Turbine in verschiedenen Betrieben. Kritische Darstellung des elektrischen Teiles der Turbodynamos. Verbreitung der Turbinen. Betriebskosten.

Eisenbahnwesen.

The Italian approaches to the Simplon tunnel. (Engng. 26. Juli 07 S. 99/102*) Linienführung der 55,5 km langen Strecke Arona-Domodossola, ihre Brücken und Tunnel. Die 19 km lange Linie Domodossola-Iselle, mit dem rd. 2,97 km langen Tunnel bei Varzo. Der Bau dieses Tunnels. Forts. folgt.

The Fortieth St. track elevation of the Chicago Junction Ry. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 32/35*) Die rd. 4 km lange zweigleisige Strecke überschreitet 26 Straßen und eine Anzahl von Eisenbahnlinien. Darstellung des Bauvorganges. Kippwagen von Strehlow.

Six-wheel coupled locomotive (metre gauge) for the Federated Malay States Railways. Constructed by Messrs. Kitson & Co., Limited, Engineers, Leeds. (Engng. 26. Juli 07 S. 105) Die 3/6-gekuppelte Zwillingsmaschine mit vorderem Drehgestell und außenliegenden Zylindern von 394 mm Dmr. und 610 mm Hub wiegt mit dem vierachsigen Tender im Betrieb 75,5 t.

Arc lamps for railway car illumination; their distribution and characteristics. Von Eustice. (El. World 13. Juli 07 S. 87/89*) Der neue 16,5 m lange Wagen der Chicago and Northwestern Railway wird von drei 200kerzigen Bogenlampen für je 300 Watt beleuchtet, die von einer 50zelligen Akkumulatorenbatterie von 120 Amperestunden gespeist werden.

The Pennsylvania new terminus, New York. (Engineer. 19. Juli 07 S. 59* u. 26. Juli S. 81/82*) Uebersichtsbericht über den im Bau befindlichen unterirdischen Bahnhof, der den Zugang zum inneren New York und den Anschlußverkehr an die Long Island-Bahn vermitteln soll. Bauliche Einrichtungen des Bahnhofes über und unter der Straße. Gleisanlage.

Uebergangsbogen. Von Watorek. (Organ 07 Heft 9 S. 186/89*) Kritik der Gleichungen von Ruch für den Uebergangsbogen und Ableitung einer neuen Gleichung. Schluß folgt.

Die elektrischen Stellwerke auf dem Bahnhof Schwerte. Von Schepp. Forts. (Organ 07 Heft 9 S. 178/85*) Beschreibung der Schaltanlagen. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

Elektrischer Antrieb für Reversier-Walzwerke. Von Alexander. (ETZ 25. Juli 07 S. 727/30*) Darstellung der Maschinen und der Schaltanlage des bekannten elektrisch betriebenen Walzwerkes der Hildegardenhütte in Trzynietz. Erörterungen über den Entwurf und die Betriebsbedingungen solcher Anlagen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die neue Eisenbahnbrücke über den Neckar bei Heidelberg. Von Lucas, Müller und Trauer. Schluß. (Deutsche Bauz. 27. Juli 07 S. 418/23*) Aufstellung. Einsturz der Hauptöffnung. Belastungsprobe. Kosten der Brücke.

Die zweigleisige Eisenbahn-Drehbrücke über die Hunte bei Oldenburg. Von Schmitt. (Organ 07 Heft 9 S. 173/77*) Die Brücke ist 60 m lang und hat 2 Durchfahrten von 16 m Weite. Die Endauflager sind eigenartig konstruiert, um das Senken, Kippen und Wiederanheben der Brückenenden beim Oeffnen und Schließen zu vermeiden.

The Quebec Bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 35/37*) Die oberen Trägerverbindungen. Forts. folgt.

Heavy columns in the Metropolitan tower, New York. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 40*) Weitere Konstruktionseinzelheiten des bekannten Riesengebäudes. S. a. Z. 1907 S. 1041.

Diagrams for the design of reinforced concrete beams. Von Teichmann. (Eng. News 11. Juli 07 S. 28/30*) Ableitung von Formeln und Berechnung der Werte zur Aufstellung der Diagramme.

Concrete T-beam and column tests at the university of Illinois. (Eng. News 11. Juli 07 S. 30/33*) Versuche mit Eisenbetonbalken und -säulen. Eisenbetonsäulen im Hochbau. Ergebnisse.

Elektrotechnik.

Der elektrische Kraftbetrieb in der Burbacher Hütte. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juli 07 S. 401/06*) Die Kraftwerke, die mit drei Hochofengasmaschinen für 1260 KW sowie mit einer Koksofengasmaschine für 980 KW und einer Dampfturbine für 840 KW Leistung ausgerüstet sind, liefern Gleichstrom von 2×240 V zum Betrieb von rd. 300 Motoren, einer elektrischen Schmalspurbahn und der elektrischen Beleuchtung.

Das Verhalten der Wechselstrom-Motoren in einheitlicher Betrachtungsweise. Von Görges. (ETZ 25. Juli 07 S. 730/33*) Ableitung einer neuen Einteilungsweise für Wechselstrommotoren, die auf der Betrachtung der Vorgänge im Läufer und Ständer beruht. Schluß folgt.

Die Anwendung des Transformators als regulierbarer Widerstand. Von Benischke. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Juli 07 S. 408/10*) Um ein Kabel allmählich und ohne Ueberspannung unter Wechselstrom-Hochspannung zu bringen, schaltet man als Widerstand die Primärwicklung eines Transformators ein und verringert ihren Widerstand durch allmähliches Kurzschließen der Sekundärwicklung.

Erd- und Wasserbau.

Winkelstützmauern in Eisenbeton. Von Weidmann. (Deutsche Bauz. 24. Juli 07 S. 53/54*) Darstellung einiger Winkelstützmauern als Grenzmauern von 6,44, 3,6 und 2,25 m Höhe. Vergleich mit vollen Betonmauern.

Gravel spreader used on the Colorado River levee construction. Von Cory. (Eng. News 11. Juli 07 S. 25/26*) Die Vorrichtung ist auf einem der Eisenbahnwagen angebracht, die zum Befördern des Kieses dienen. Beschreibung der Arbeitsweise.

Gasindustrie.

Fortschritte im Kohlenstampfverfahren. Von Thau. (Glückauf 27. Juli 07 S. 923/35) Geschichtlicher Ueberblick über die Entwicklung der Kohlenstampfmaschinen. Konstruktionen von Brinck & Hübner, der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. R. Hartmann A.-G., von Hartung, Kuhn & Co. Maschinenfabrik A.-G., von Franz Méguin & Co. A.-G. und von der Baroper Maschinenbau-A.-G.

Die städtischen Wasser-, Gas- und Elektrizitätswerke in Mannheim. Von Pichler. (Journ. Gasb.-Wasserv. 27. Juli 07 S. 685/89) Die Gaswerke haben 60000 cbm täglich Gesamtleistung. Das Elektrizitätswerk liefert 5000 PS Drehstrom von 4000 V. Das Wasserwerk, das aus Tiefbrunnen schöpft, gibt im Jahr 5000000 cbm ab.

Versuche an der Leuchtgas-Fernleitung zwischen Rorschach und St. Gallen. Von Fliegner. Forts. (Journ. Gas.-Wasserv. 27. Juli 07 S. 689/95) Untersuchung der Gebläse, Zahlentafeln über die Versuchsergebnisse. Wirkungsgrad der Anlage. Forts. folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Large riveted-steel sewers in Jersey City, N. J. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 50/51*) Einzelheiten der Rohrverbindungen und der Lagerung der 2,4 m weiten, 1,6 km langen aus Blech genieteten Leitung.

Hebezeuge.

Comparaison entre les grues hydrauliques et les grues électriques. Von Gasquet. (Génie civ. 27. Juli 07 S. 209/13*) Arbeitsweise von Druckwasserkranen und von elektrischen Kranen mit Abbildungen von Kranen der Hafenstädte Amsterdam, Le Havre, Hamburg und Marseille. Forts. folgt.

The Lidgerwood electric friction drum winches for car ferries. (Eng. News 11. Juli 07 S. 39/40*) Die von der Lidgerwood Mfg. Co., New York, für die Pennsylvania R. R. gelieferten Winden zum Verholen von Fähren werden von 10pferdigen Gleichstrommotoren mit 500 V Spannung angetrieben.

Heizung und Lüftung.

Mitteilungen über die neue Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen an der Kgl. Techn. Hoch-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



schule zu Berlin. Von Brabbée. (Gesundhtsing. 27. Juli 07 S. 488/90) Zweck und Einrichtung der Prüfungsanstalt.

Heating and ventilating the Hotel Knickerbocker, New York City. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 41/44*) Das 12stöckige Gebäude ist mit vier Dampfdynamos von 150, 200, 250 und 300 KW ausgerüstet. Ventilatoranlage. Lüftleitungen. Aufzüge. Kühlanlage.

Holzbearbeitung.

Universal circular saw bench. (Engng. 26. Juli 07 S. 91*) Die von A. Ransome & Co. in Newark gebaute Maschine ist mit zwei Kreissägeblättern und einem Fräser ausgestattet, um die verschiedensten Stücke bearbeiten zu können.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Coal and coke handling at the Astoria Light, Heat & Power Co.'s plant, Astoria, L. I. Von Kaufmann. (Eng. News 11. Juli 07 S. 34/35*) Die Anlage ist von der Link-Belt Co., Philadelphia, für 125 t/st gebaut. Die Kohlen kommen auf dem Wasserweg an, werden in Eisenbahnwagen zu der Verwendungsstelle gebracht und dort auf einem unterirdischen Förderband den Kohlenbrechern zugeführt.

Maschinenteile.

Beiträge zur zeichnerischen Ausmittlung von Steuerungsgetrieben. Von Baudiß. Forts. (Dingler 27. Juli 07 S. 465/68*) S. Zeitschriftenschau vom 27. Juli 07. Schluß folgt.

Materialkunde.

Corrosion of copper and copper alloys. Von Rhodin. (Engineer. 19. Juli 07 S. 53/54 u. 26. Juli S. 75/76*) Der Verfasser versucht, die Anfressungserscheinungen auf elektrolytischem Wege durch Versuche zu erläutern. Versuchseinrichtung. Veränderung der Lösungsgeschwindigkeit.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson und Smith. Forts. (Engineer. 19. Juli 07 S. 56/59* u. 26. Juli S. 76/77*) Reitstöcke. Abmessungen und Verhältniszahlen für Vorschubeinrichtungen. Leitspindeln.

Some late improvements on compressive riveters and other tools. Von Albree. (Iron Age 11. Juli 07 S. 92/94*) Die von den Chester B. Albree Iron Works in Pittsburgh, Pa., gebaute Druckwasser-Nietmaschine arbeitet mit einem Hülfszylinder, der zum Einstellen auf verschieden lange Hübe dient.

Compound pneumatic hammer. (Engineer. 19. Juli 07 S. 66/67*) Bei den von Pilkington gebauten Hämmern mit Kolbenschiebersteuerung wird die hochgespannte Luft, die zum Schlagen dient, in einem Niederdruckbehälter gesammelt und zum Heben des Hammerbärs verwendet. Darstellung von Ergebnissen vergleichender Versuche.

Taylors Untersuchungen über rationelle Dreharbeit. Von Wallichs und Petersen. Schluß. (Stahl u. Eisen 24. Juli 07 S. 1085/92*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Aug. 07.

Pumpen und Gebläse.

On the design of machinery for very high pressures. Von Petavel. (Engng. 26. Juli 07 S. 97/98*) Konstruktionseinzelheiten einer für 3150 kg/qcm Höchstdruck bestimmten Handpumpe für Materialprüfungszwecke. Stopfbüchsen, Ventile und Deckel.

Vertical feed pump. (Engineer. 26. Juli 07 S. 91/92*) Langsam laufende Dampfpumpe mit Kolbenschiebersteuerung, gebaut von Nicols Bros. in Gateshead-on-Tyne.

Ueber Preßluftausrüstungen. Von Grimmer. Forts. (Dingler 27. Juli 07 S. 474/77*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Aug. 07. Oelabscheider, Druckluftvorwärmer, Rohrleitungen, Muffenverbindungen und Formstücke. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

»Dreadnought«. Von Müller. Forts. (Schiffbau 24. Juli 07 S. 766/68*) Bewaffnung und Maschinenanlage des Schiffes. Schluß folgt.

H. M. battleship »Bellerophon«. Constructed at H. M. dockyard, Portsmouth. (Engng. 26. Juli 07 S. 120*) Das neueste Schiff der Dreadnought-Klasse hat 18600 t Wasserverdrängung bei 8,1 m Tiefgang, 147 m Länge und 24,6 m Breite. Es soll mit 21000 PSi Maschinenleistung 21 Knoten fahren.

The steam yacht »Medusa«. Constructed by Mssrs. Day, Lummers & Co., Limited, shipbuilders and engineers, Southampton. (Engng. 26. Juli 07 S. 108/09*) Das 57,6 m lange und 7,8 m breite Schiff hat 638 t Wasserverdrängung. Zum Antrieb dient eine Dreizylindermaschine von 1170 PSi.

Schiffskessel- und Schiffsmaschinenbau auf der Internationalen Ausstellung zu Mailand 1906. Von Romberg. Schluß. (Schiffbau 24. Juli 07 S. 755/57*) Einige Ausführungen des Grille-Solignac-Kessels. Ergebnisse von Verdampfungsversuchen.

3000 horse-power marine engines. (Engineer. 19. Juli 07 S. 69* mit 1 Taf.) Die dargestellte Antriebmaschine des Zweimastschooners »Rotterdam« hat 711, 1168 und 1956 mm Zyl.-Dmr. bei 1372 mm Hub und 69 Uml./min und ist von Richardson, Westgarth & Co. in Sunderland gebaut.

Floating dock for Trinidad. (Engng. 26. Juli 07 S. 106* mit 1 Taf.) Das aus drei Schwimmkörpern bestehende Dock ist 102 m lang und 24,3 m breit und hat 4000 t Tragkraft. Es ist von Swan, Hunter and Wigham Richardson in Wallsend-on-Tyne gebaut.

Textilindustrie.

Nouvelle carde pour laine cardée, laine peignée, coton etc. (Ind. textile 15. Juli 07 S. 263/69*) Krempelmaschine mit neuartiger Anordnung der Arbeiter und Wender.

Étude sur les bancs à broches à coton. Von Champion. Schluß. (Ind. textile 15. Juli 07 S. 269/71*) Die Uebertragung der Bewegung von dem Ausgleichgetriebe auf die Trommeln.

Preparatory processes in cotton spinning. Von Dawson. Forts. (Text. Manuf. 15. Juli 07 S. 225) Besprechung der Schlagmaschinen für Baumwolle.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The Ferro auto-marine engine. (Iron Age 11. Juli 07 S. 99/100*) Bei dem vorliegenden Zweitaktmotor wird das Gemisch durch eine Oeffnung in der Zylinderlauffläche in die Kurbelkammer angesaugt und von hier nach dem Verbrennungsraum befördert.

Wasserkraftanlagen.

The hydro-electric plant of the Vancouver Power Co. (Eng. Rec. 13. Juli 07 S. 45/46) Die seit Ende 1903 im Betrieb befindliche Anlage nutzt in drei 3000pferdigen Pelton-Doppelturbinen ein Gefälle von rd. 120 m aus, das durch Abschluß des Trout-Sees mit Hülfe eines rd. 108 m langen und 16,2 m hohen Dammes erzielt wird. Dem genannten See wird das Wasser eines 9,6 m höher gelegenen, ebenfalls abgedämmten Sees durch einen rd. 3,8 m langen Tunnel zugeführt.

Zementindustrie.

The Clover Leaf concrete mixer. (Iron Age 11. Juli 07 S. 85/86*) Die Trommel erhält außer einer Drehbewegung auch noch eine Verschiebung in der Längsachse. Der Querschnitt setzt sich aus drei Bögen zusammen, wodurch besondere Rührarme entbehrlich werden.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 27. Juli 07 S. 468/71*) Neue Abschneidevorrichtungen und Mundstücke für Ziegelpressen. Selbsttätige Fördervorrichtungen. Forts. folgt

Rundschau.

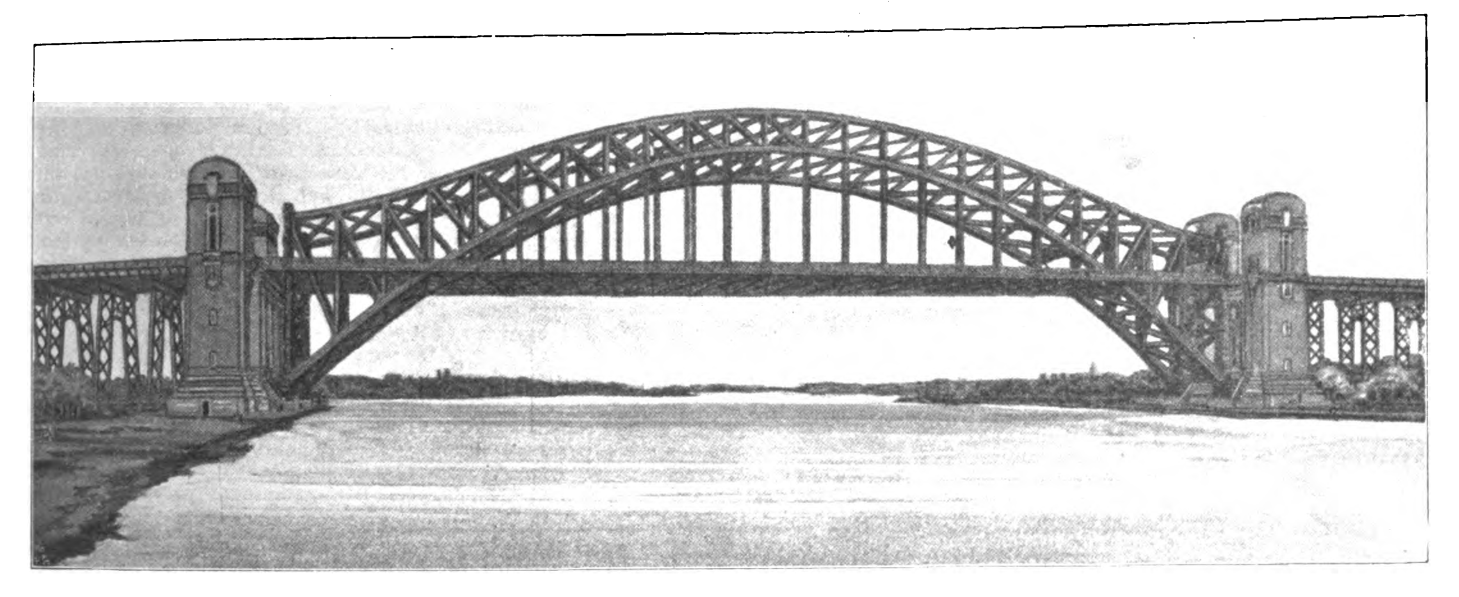
Noch sind die letzten großen Unternehmungen der Pennsylvania Railroad Co., die Tunnel unter dem North und East River[1]) und der große Hauptbahnhof[2]) in Manhattan nicht vollendet, und schon wieder wird über umfangreiche Pläne der Eisenbahngesellschaft berichtet[3]). Es handelt sich um eine 19 km lange viergleisige Verbindungsbahn von Brooklyn und Queens Borough nach der New England genannten Landschaft nördlich von New York. Durch diese Strecke werden die in The Bronx endigenden Bahnlinien der New York, New Haven und Hartford-Eisenbahn mit dem Bahnnetz der Long Island-Bahn und mit der nach Manhattan führenden Tunnelstrecke verbunden, wodurch ein ununterbrochener Verkehr von Boston und andern nordöstlich gelegenen Städten nach New York und darüber hinaus nach Philadelphia, Baltimore, Washington usw. ermöglicht wird. Das Hauptbauwerk der Verbindungsbahn ist die **Bogenbrücke über das Hell Gate** von nahezu 300 m Spannweite, s. Fig. 1. Diese alle bisherigen an Spannweite übertreffende Bogenbrücke bildet das wichtigste Glied in dem über 5 km langen eisernen Viadukt, der über Hell Gate, den breiteren Arm des East River an dieser Stelle, Ward's Island, Klein Hell Gate, Randall's Island und Bronx Kills hinweggeführt wird.

Der Entwurf der Hell Gate-Brücke stammt von Gustav Lindenthal, dem bekannten früheren Brückenbauleiter der Stadt New York, und dem Architekten Henry Hornbostel her. Die Brücke soll architektonisch als Gegenstück zur Brooklyn-Brücke aufgefaßt werden und mit ihren mächtigen Widerlagerpfeilern und dem formenschönen Bogen ein gewaltiges

[1]) Z. 1905 S. 1729. [2]) Z. 1906 S. 1124.
[3]) Engineering Record 1. Juni 1907 und Scientific American 8. Juni 1907.

Tor zwischen Long Island-Sund und East River darstellen. Dem Entwurf ist als Fehler hinsichtlich des äußerlich schönen Eindruckes das Fehlen eines sichtbaren Zusammenhanges der senkrecht abgeschnittenen Bogenenden mit den Widerlagertürmen vorgeworfen worden [1]). Hierbei ist übersehen, daß der Zusammenhang zum Teil durch die Fahrbahn gewahrt ist und daß die Unterbrechung nur von einigen bestimmten Beobachtungspunkten aus wahrgenommen werden kann, während bei etwas schräger Stellung, wie Fig. 1 zeigt, und überhaupt bei geringeren Entfernungen von der Brücke Bogen und Widerlagertürme zusammenhängend erscheinen. Es ist indessen möglich, daß durch die Kunst-Kommission der städtischen Verwaltung von New York, deren Be-

Fig. 1. Entwurf einer Bogenbrücke über das Hell Gate.

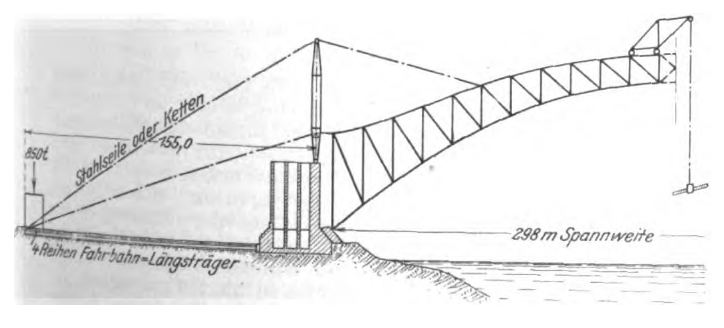


urteilung der Entwurf jetzt unterliegt, Aenderungen in diesem Sinne noch vorgeschrieben werden. Das würde aber dem technischen Empfinden, auf das die erwähnten Vorwürfe hauptsächlich zurückgeführt werden, gerade widersprechen. Denn dem elastischen Bogenträger würde mit einer wenn auch nur äußerlichen Verkleidung zwischen Obergurt und Widerlagertürmen ein Konstruktionsteil eingefügt, der dort widersinnig ist.

Nach dem Entwurf haben die aus 23 je $12{,}95$ m breiten Feldern gebildeten beiden Fachwerkbogenträger $18{,}3$ m seitlichen Abstand voneinander und sind an den Widerlagern $42{,}7$ m, in der Mitte $12{,}2$ m und an den Viertelpunkten $20{,}1$ m hoch. Der flache Verlauf der oberen Bogengurte an den Enden ist gewählt, um unter den Querversteifungen genü-

Fig. 2.

Bauvorgang für die Hell Gate-Brücke.



genden Raum für das Eisenbahnprofil zu erhalten, und wegen der dadurch gewonnenen schönen Form, ergibt sich aber auch aus Festigkeitsrücksichten. Der Bogen erhebt sich bis zu rd. 82 m über den Wasserspiegel. Die unteren Bogenrippen erhalten an den Kämpfergelenken einen Querschnitt von $2{,}74 \times 1{,}83$ qm und in der Mitte einen solchen von $1{,}52 \times 1{,}52$ qm. Die Fahrbahn liegt $42{,}5$ m über dem Wasserspiegel und ist an den Knotenpunkten der Bogenfelder mittels der $2{,}44$ m hohen und $24{,}4$ m langen Querträger aufgehängt, die 8 Reihen Längsträger tragen. Der Brückenbelag besteht aus dicht gepackten Holzbalken, auf denen eine Steinschlagbettung für die Eisenbahnschwellen ruht. Die Windversteifungen sind zwischen den Gurten der Bogenträger angeordnet, werden aber hauptsächlich von der Fahrbahn gebildet, die in der wagerechten Belastungsebene als Auslegerträger mit Gelenken unter dem sechsten Felde, je von beiden Brückenenden an gezählt, konstruiert ist. Als Nutzlast für die Brücke sind für jedes der vier Gleise zwei 190 t schwere Lokomotiven mit je $23{,}6$ t Belastung an den vier Treibachsen und ein Wagenzug von $7{,}5$ t/m Gewicht angenommen. Die gesamte Druckbelastung an den Widerlagern wird auf 16800 t berechnet.

Die Widerlager werden von 60 m hohen, massigen Türmen aus Stein- und Betonmauerwerk auf Granitgründungen gebildet, welche die Brücke äußerlich wirksam von dem auf beiden Enden anschließenden Eisenbahnviadukt abheben.

Die Brücke soll von beiden Enden aus ohne Lehrgerüste mit Hülfe von etwa 150 m landeinwärts verankerten Hängeseilen, die über Hülfsstützen auf den Widerlagertürmen laufen, erbaut werden, s. Fig. 2. Zur Unterstützung der Anker gegen Verschieben nach der Brücke zu dienen vier Reihen der später als Längsträger der Fahrbahn zu verwendenden Träger, die gegen Knickung versteift sind. Als Windversteifung der Bogenstücke während des Baues sollen seitlich am Ufer verankerte Seile dienen. Die Bauzeit für die Brücke wird auf $2^1/_2$ Jahre geschätzt.

Wie erinnerlich, wurde im letzten Jahr der Versuch Wellmans, den Nordpol mittels eines Motorluftschiffes zu erreichen, bald nach dem Aufstieg des Luftschiffes zu Versuchsfahrten abgebrochen, weil man noch verschiedene Verbesserungen, deren Notwendigkeit sich erst nach der Ankunft auf der als Ausgangspunkt benutzten Däneninsel herausgestellt hatte, anbringen wollte. Das in diesem Jahr von **Wellman** benutzte **Luftschiff** weicht von der Konstruktion des vorjährigen erheblich ab. Der Inhalt des Ballons ist bedeutend größer als im Vorjahr und beträgt 7800 cbm. Die gesamte Länge des aus doppelter Seide und leichtem Gummistoff hergestellten Ballonkörpers beträgt in gefülltem Zustande $55{,}80$ m bei 16 m größtem Durchmesser. Die Anordnung der Gondel läßt Fig. 3 erkennen. Bei 35 m Länge ist die an einem Gestell aus Röhren hängende Gondel sehr schmal gehalten, so daß auf dem Fußboden kaum eine Person Platz hat. Der Kiel der Gondel ist zu einem Behälter für flüssigen Brennstoff ausgebaut, der $3{,}8$ cbm faßt; durch Querschotten sind hier 14 voneinander unabhängige Abteilungen geschaffen. Ungefähr in der Mitte der Gondel ist auf einer etwas verbreiterten Plattform der Motor, der zum Antrieb der beiden zweiflügeligen Seitenschrauben von je $3{,}5$ m Dmr. und $1{,}8$ m Steigung dient, aufgestellt. Der von der Société Lorraine Dietrich gelieferte Motor leistet 60 PS bei rd. 1000 Uml./min. Die Schraubenwellen werden mittels Zahnräderübersetzung mit einer Geschwindigkeit von 400 Uml./min angetrieben. Nach den mit Luftschrauben angestellten Versuchen hat man eine Geschwindigkeit für den Ballon von 27 bis 30 km/st ausgerechnet. Außen ist die Gondel durch Blechwände vollständig ab-

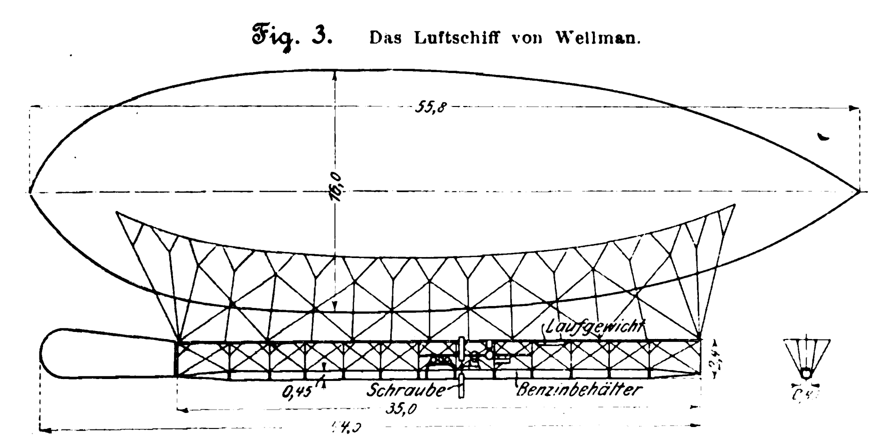
[1]) Engineering Record 8. Juni 1907.

geschlossen, so daß das Ganze noch als Stützfläche für den Ballon dient. Das hinten angebrachte Steuer, das von der Mitte der Gondel bewegt werden kann, hat 22 m Oberfläche, wiegt dabei aber nur 50 kg. Um die Lage des Luftschiffes während der Fahrt regeln zu können, ist wie z B. auch bei dem Zeppelinschen Luftschiff ein Gegengewicht auf dem oberen Rahmen der Gondel angeordnet, das auf Rollen verschiebbar ist.

Die große Ballonhülle enthält mehrere kleinere Ballonkörper (Ballonets) von je 400 cbm Inhalt. Damit der Ballon nicht zu sehr durch Schnee belastet wird, können einzelne dieser kleinen Ballons mittels eines Gebläses, das durch einen zweipferdigen Benzinmotor angetrieben wird, mit heißer Luft aus dem Auspuff des großen Antriebmotors gefüllt werden. Man will hierdurch erreichen, daß der Ballonkörper stets wärmer als die Außenluft ist und so etwa darauf fallender Schnee sofort schmilzt.

Wellman beabsichtigt, das Luftschiff nie höher als 100

Fig. 3. Das Luftschiff von Wellman.



bis 170 m steigen zu lassen. Zu diesem Zwecke wird ein Schleppseil an der Gondel angebracht, das bis zum Boden hinunterreicht. Das Schleppseil besteht aus einer Anzahl von hohlen Kupferröhren, die gelenkig miteinander verbunden sind und deren Inneres zugleich als Behälter für Lebensmittel und dergl benutzt wird. Außen auf den Röhren sind eine Anzahl Schuppen aus Metall angenietet, um beim Gleiten auf dem Eise Widerstand zu bieten.

Nach der von Wellman angestellten Berechnung soll das Luftschiff imstande sein, den doppelten Weg von der Däneninsel nach dem Nordpol, der in gerader Linie gemessen rd. 1136 km beträgt, zurückzulegen. Die Expedition ist jedoch auch für die schlimmsten Fälle vorbereitet, nämlich wenn dem Luftschiff auf dem Wege nach dem Nordpol ein Unfall zustoßen sollte; denn die mitgeführten Lebensmittel reichen für etwa 10 Monate aus. Außerdem sollen auf der Gondel Schlitten, Material zur Erbauung einer Hütte und mehrere Schlittenhunde untergebracht werden. (Le Génie civil 8. Juni 1907)

3000 **eiserne Schwellen**, die versuchsweise von der Pennsylvanischen Eisenbahn in der Nähe von Mineral-Point im Bezirk Pittsburg verlegt wurden, werden **durch hölzerne Schwellen ersetzt**. Dieser Beschluß wurde infolge des Berichtes eines Ausschusses gefaßt, der beauftragt war, die Ursachen der Entgleisung des sogenannten Achzehnstundenzuges von New York nach Chicago bei Mineral-Point in der Nacht zum 23. Februar d. J. festzustellen. Der Ausschuß berichtete, daß sich die Entgleisung auf der mit Carnegie-Schwellen[1]) verlegten Versuchstrecke in einer Kurve ereignete und das Gleis auf eine Länge von 375 m vollständig aufgewühlt wurde. Die überhöhte Schiene war von den Schwellen losgerissen und lag seitlich auf der Bettung. Die Befestigungsbolzen auf der Außenseite dieser Schiene waren auf der ganzen 375 m langen Strecke entweder abgeschert oder abgesprengt, teilweise mit solcher Gewalt, daß einige von den Bolzen in dem 60 m von der Bahnstrecke entfernten Flußbett gefunden wurden. Die Schwellen selbst waren stark verbogen, die Klemmplatten auf der Innenseite der niedriger liegenden (inneren) Schiene durch die entgleisten Räder stark beschädigt und zum Teil ganze Stücke aus dem Schienenfuß herausgebrochen, obgleich die Schiene selbst nicht aus ihrer ursprünglichen Lage verdrängt worden war. Der Zug soll, als er entgleiste, keine höhere Geschwindigkeit als 80 km/st gehabt haben.

[1]) s. Z. 1907 S. 259.

Der Bericht sagt, daß die Beschädigungen des Gleises weit geringer gewesen wären, wenn sich der Unfall auf einer mit Holzschwellen ausgestatteten Strecke ereignet hätte; denn durch die entgleisten Räder des Tenders der Lokomotive wurden die Bolzen auf der Außenseite der höher gelegenen Schiene auf der ganzen Strecke, auf der der entgleiste Tender noch lief, abgesprengt, so daß die Schiene über das Ende der Schwellen seitlich hinausgeschleudert wurde.

Es ist nicht möglich, die Ursache der Entgleisung mit Sicherheit anzugeben. Der wahrscheinlichste Grund ist nach Ansicht des Ausschusses der, daß sich an der Stelle, wo die Entgleisung einsetzte, irgend ein fremder Gegenstand zwischen den Flansch des linken hinteren Tenderrades und die tiefer gelegene Schiene einzwängte. Dies verursachte einen genügend starken seitlichen Stoß, um die Befestigungsbolzen auf der Außenseite der äußeren Schiene infolge der Unnachgiebigkeit der Stahlschwellen und der Befestigungsteile abzuscheren, wobei noch zu bemerken ist, daß die Temperatur 9° unter Null betrug. Es ist möglich, daß dieser fremde Gegenstand ein Bremsschuh oder ein Teil eines solchen gewesen ist, der aber bei der Untersuchung nicht mehr gefunden werden konnte. Der Ausschuß ist der Ansicht, daß mangels bestimmter Beweise für die Ursache der Entgleisung und mit Rücksicht auf die Tatsache, daß die Folgen der Entgleisung viel ernster waren, als sie bei Verwendung von Holzschwellen gewesen sein würden, die noch vorhandenen Stahlschwellen ganz entfernt und durch Holzschwellen ersetzt werden sollten. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 24. Juli 1907)

Trotz der in den letzten Jahren eingetretenen außerordentlichen Vergrößerung der japanischen Handelsflotte steht die **japanische Schiffbauindustrie** noch immer unter dem Zeichen der Hochkonjunktur und ist mit Aufträgen bis zur Grenze ihrer Leistungsfähigkeit überhäuft. Besonders gilt dies von der ältesten und größten Schiffswerft, der Mitsu Bishi Zosenjo in Nagasaki. Diese hat seit dem Jahr 1898 40 größere Dampfer von zusammen 101300 Reg.-Tons gebaut und hatte im Mai 1907 11 Dampfer von zusammen 83600 Reg.-Tons im Bau oder in fester Bestellung. Die Werft hat 7 Hellinge, darunter 4 größere, auf denen sie nach ihrer eigenen Angabe gegenwärtig Dampfer von insgesamt 30000 Reg.-Tons im Jahre fertigstellen kann. Unter den im Bau begriffenen Schiffen befinden sich 2 Turbinendampfer von je 13000 Reg.-Tons, 16850 PS und 19 Knoten Geschwindigkeit für die Toyo Kisen Kaisha, 1 Turbinenkreuzer von 1350 Reg.-Tons und 23 Knoten für die japanische Marine und ein als Hülfskreuzer eingerichteter Handelsdampfer von 2849 Reg.-Tons und 21 Knoten für die freiwillige Flotte. Bestellt sind von der Nippon Yusen Kaisha 4 Schwesterschiffe von je 8600 Reg.-Tons, 7300 PS und 15½ Knoten sowie in neuester Zeit von der Osaka Shosen Kaisha 3 Schwesterschiffe von 6000 Reg.-Tons und 14 Knoten. Die Schiffbaustoffe werden namentlich aus England eingeführt, da das japanische Regierungsstahlwerk in Yawata bisher keinerlei Baustoffe für die größeren japanischen Handelschiffe geliefert hat, soweit diese, was fast ausnahmslos der Fall ist, bei dem britischen Lloyd eingetragen worden sind.

Vom Kaiserlichen Automobil-Klub und vom Verein deutscher Motorfahrzeugindustrieller, Berlin, werden im Herbst d. J. abermals[1]) **internationale Prüfungsfahrten für Motoromnibusse und Motorlastwagen** veranstaltet. Die Fahrzeuge werden in 6 Klassen eingeteilt: gedeckte Personenomnibusse für wenigstens 12 Personen, Lieferungswagen für 750 bis 1500 kg, leichte Motorlastwagen für 1400 bis 2000 kg, Lastwagen für 2500 bis 4000 kg und Lastwagen von 4000 kg und mehr Tragfähigkeit, sowie Lastzüge, und sollen wenigstens 6 Tage hintereinander je nach ihrer Größe 80 bis 180 km täglich zurücklegen. Die Bewertung der Güte der Fahrzeuge erfolgt nach der Betriebsicherheit und nach der Wirtschaftlichkeit, für die neben der Menge und dem Preis des verbrauchten Betriebstoffes die geleisteten Tonnenkilometer Nutzlast maßgebend sind. (Allgemeine Automobil-Zeitung vom 26 Juli 1907)

Die Motorluftschiff-Studiengesellschaft m. b. H. in Berlin-Reinickendorf-West hat **Preise** im Gesamtbetrag von 20000 ℳ **für einen Luftschiffmotor** ausgeschrieben. Es werden nur Motoren deutschen Ursprunges von 20 PS Leistung an zugelassen, die während eines Dauerbetriebes von 10 st durch elek-

[1]) s. Z. 1906 S. 766.

trisches Abbremsen und hinsichtlich ihrer Betriebsicherheit genau untersucht werden sollen. Die geprüften Motoren werden in bezug auf das Verhältnis zwischen Bremsleistung und Gesamtgewicht einschl. Schwungrad, Umlaufpumpe, Zündvorrichtung, Benzinbehälter und Wasserbehälter verglichen. Nähere Auskünfte erteilt die obengenannte Gesellschaft.

Am 21. Juli morgens ist der **Durchschlag des Tauerntunnels** im Zuge der Tauernbahn[1]) erfolgt. Der Bau des 8526 m langen Tunnels wurde auf der Nordseite am 6. Juli 1901, auf der Südseite am 27. September 1901 begonnen.

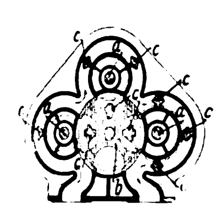
Am 27. Juli d. J. lief auf der königl. Werft in Portsmouth das englische **Linienschiff »Bellerophon«** vom Stapel. Das neue Schiff ist mit 18600 t Wasserverdrängung und 8,2 m Tiefgang etwas größer als die »Dreadnought«. Zum Antrieb sind wieder Turbinen gewählt, deren Leistung etwa 23000 PS_i betragen soll, was einer Geschwindigkeit von rd. 21 Knoten entspricht.

[1]) s. Z. 1907 S. 805.

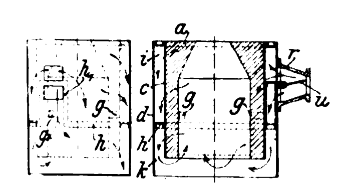
Zur Vorbereitung für den vom 3. bis 8. September d. Js. in Düsseldorf stattfindenden **Kongreß für gewerblichen Rechtsschutz** hat der Deutsche Verein für den Schutz des gewerblichen Eigentums von seiner Patentkommission und seiner Warenzeichenkommission zwei Denkschriften herstellen lassen, in denen hervorragende Sachverständige zu den zur Verhandlung kommenden Fragen in Einzelaufsätzen Stellung genommen haben. Diese Denkschriften können von der Geschäftstelle des genannten Vereines in Berlin W., Wilhelmstr. 57/58 bezogen werden.

Patentbericht.

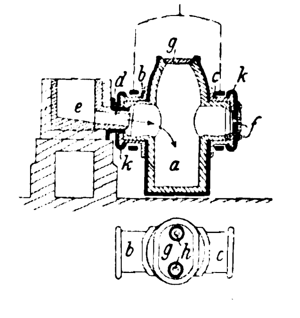
Kl. 27. Nr. 185805. Verbundkapselwerk. E. Bibus, Hagen i. W. Die Kapselräder a mit dem gemeinsamen Steuerzylinder b haben untereinander verschiedene Zahl von Kolben c und laufen mit einer im umgekehrten Verhältnis zur Zahl ihrer Kolben c stehenden Geschwindigkeit, d. h. bei jedem Kapselrade gehen in einer bestimmten Zeit eine gleiche Anzahl Kolben c an den Lücken der Steuerwalze b vorbei. Die angesaugte Luft oder dergl. wird so stufenweise auf hohen Ueberdruck verdichtet, oder das treibende Mittel expandiert bei der Verwendung als Motor gleichfalls stufenweise.



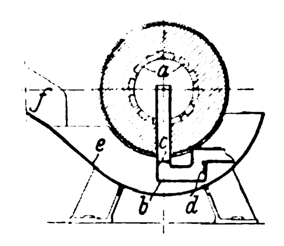
Kl. 31. Nr. 185529. Tiegelschmelzofen mit Luftvorwärmung. G. Müller, Köln-Sülz. Der Tiegelofen a besitzt einen Doppelmantel c, d, der durch das U-Eisen h in eine obere und eine untere Hälfte geteilt ist. Durch den Rohrstutzen r wird die Gebläseluft zugeleitet, die je nach Stellung der Klappe u in regelbaren Mengen in den oberen und unteren Vorwärmraum i und k tritt und durch Oeffnungen g und durch die Rostspalten vorgewärmt in den Ofenraum einströmt. Das U-Eisen h ist bei h_1 nach oben ausgebuchtet, so daß man den Wind für die untere Kammer möglichst hoch einleiten kann.



Kl. 31. Nr. 185965. Vorherd für Schmelzöfen. E. Hillebrand, Engers a. Rh. Der Vorherd a ist als geschlossener, kippbarer Behälter ausgebildet, der zwei hohle Stutzen b und c hat, von denen der eine auf den Auslauf d des Schmelzofens e aufgesteckt ist, während der andre eine Schauöffnung f besitzt. Der Vorherd wird um beide Stutzen b und c, welche durch über einen Wulst gelegte Kapseln k abgedichtet sind, gekippt. Sein lösbarer Deckel g hat zwei verschließbare Auslauflöcher k für das Metall.



Kl. 40. Nr. 185809. Drehrohrofen zum Rösten von Erzen. Ant Ducco, Turin. Der mit schraubenförmigen Transportrinnen a versehene Röstofen besitzt an der Eintragseite ein mehrfach gewundenes Rohr b, welches etwa bis zur Mittelachse des Ofens hervorragt und mit zwei Klappen c und d versehen ist, von denen bei der Umdrehung des Ofens stets eine geschlossen ist und so den Zutritt der Außenluft verhindert. Das äußere Ende des Rohres b geht durch einen Trog e und schöpft hieraus von dem durch Rinne f zugeführten Erzklein, das bei der weiteren Drehung des Ofens in diesen gelangt.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Das Turbinengebläse von C. A. Parsons als Hochofengebläsemaschine.

Geehrte Redaktion!

Zu dem in Nr. 29 dieser Zeitschrift veröffentlichten Aufsatz über Turbinengebläse von C. A. Parsons erlaube ich mir folgende Bemerkungen:

Hr. Fürstenau gibt nach eingehender Darlegung der Verhältnisse der ausgeführten Anlage von Trzynietz eine Uebersicht der Garantieversuche und sucht den Wirkungsgrad sowohl des Kompressors allein als auch des ganzen Maschinensatzes in unzweideutiger Weise festzulegen. Der Weg aber, den er hierbei beschreitet, ist ein etwas ungewöhnlicher, denn er versucht die theoretisch erforderliche Leistung in der Art zu ermitteln, daß er die gemessene Temperaturerhöhung mit $c_v = 0{,}1684$, der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen, multipliziert. Dieser Vorgang ist als durchaus unzulässig zu bezeichnen, da die in Betracht kommende Zustandsänderung von der bei konstantem Volumen vollständig verschieden ist. Bekanntlich ist die allgemeine Zustandsänderung eines Gases durch die Gleichung $pv^m =$ konst. ausgedrückt, und die Arbeit, welche ersterer entspricht, wird pro kg der Substanz erhalten durch den Ausdruck

$$L = \int_{p_1}^{p_2} v\,dp = \int_{p_1}^{p_2} p_1^{\frac{1}{m}} v_1 p^{-\frac{1}{m}}\,dp = p_1^{\frac{1}{m}} v_1 \frac{m}{m-1}\left(p_2^{\frac{m-1}{m}} - p_1^{\frac{m-1}{m}}\right),$$

wobei L in mkg, p_2 und p_1 in kg/qm, v_1 in cbm/kg eingesetzt werden.

Alle praktisch erreichbaren Zustandsänderungen bewegen sich innerhalb der isothermischen und adiabatischen Grenzfälle; für die isothermische Zustandsänderung hat der Exponent obiger Gleichung den Wert 1, für die adiabatische den Wert $\frac{c_p}{c_v} = 1{,}41$.

Der adiabatischen Zustandsänderung entspricht eine Temperaturerhöhung von 33,2° C, die gemessene hingegen betrug 58,76° C, ist also bedeutend höher. Nun ist es aber ganz verfehlt, diese große Temperaturerhöhung als unvermeidlich zu betrachten und die zu ihrer Hervorbringung nötige Arbeit als zur theoretisch erforderlichen Leistung gehörig zu rechnen, da ja gerade Rad und Schaufelreibung bei den großen Umfangsgeschwindigkeiten diejenigen Faktoren bilden, welche Arbeit verlustbringenderweise in Wärme umsetzen und so den Wirkungsgrad in ungünstiger Art beeinflussen. In erster Linie wird die Größe dieser Verluste durch die konstruktive Durchbildung des Kompressors bedingt.

Rechnen wir also für vorliegenden Fall die theoretisch erforderlichen Leistungen für isothermische und adiabatische Kompression aus, und seien an dieser Stelle die gemessenen Daten, nach Hrn. Fürstenau, wiederholt:

Spezifisches Gewicht der Luft bei 1,066° C und 4 vT H_2O $\gamma = 1{,}2875$ kg/cbm,

spezifisches Volumen $v = \frac{1}{\gamma} = 0{,}777$,

Windmenge 578,65 cbm/min, also 9,644 cbm/sk,
Gewicht der sekundlichen Luftmenge 12,4 kg,
Windpressung bei 740 mm Barometerstand 336,66 mm Hg, also 1,455 at abs.,
Dampfverbrauch pro Stunde 5348,71 kg,
so ergibt sich die Leistung bei adiabatischer Kompression:

$$L_{PS} = \frac{12,4}{75}\, 10000^{1/1,41} \cdot 0,777^{1,41/0,41} (14\,550^{0,41/1,41} - 10000^{0,41/1,41}) = 510 \text{ PS},$$

für isothermische Kompression:

$$L_{PS} = \frac{12,4}{75}\, p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{12,4}{75} \cdot 10000 \cdot 0,777\, \frac{0,16286}{0,43429} = 482 \text{ PS}.$$

Es ergibt sich daher ein Dampfverbrauch von 10,5 bezw. 11,1 kg/PS-st oder, um die Bezeichnung Hrn. Fürstenaus zu gebrauchen, pro theoretisch erforderliches Luftpferd, ein Wert, welcher gegenüber minderen Kolbenmaschinen als recht gut bezeichnet werden muß.

Nehmen wir aber mit Hrn. Fürstenau die Turbinenleistung entsprechend einem Dampfverbrauche von 6,35 kg PS_e-st mit 842 PS_e an, so erhalten wir einen Kompressorwirkungsgrad,

bezogen auf die Adiabate, von 60,6 vH,
» » » Isotherme, » 57,2 »,

also Werte, wie sie von ausgeführten Turbokompressoren, Bauart Rateau, längst weit überholt worden sind. So liegt mir ein Versuchsergebnis an der Hochofenanlage in Chasse vor, wo an einem Turbogebläse von 7,2 cbm/sk Leistung und 1,4 at abs. Pressung Wirkungsgrade

von 72 vH, bezogen auf die Adiabate, und
» 69 », » » » Isotherme,

erhalten wurden.

In allen diesen Ziffern ist selbstverständlich der Gesamtwirkungsgrad des Kompressors ausgedrückt, d. h. es sind sowohl die Lagerreibungen als auch der sogenannte innere Wirkungsgrad, der das Güteverhältnis der Kompression selbst angibt, vereinigt. Wollte man präzise Angaben über letzteren allein machen, so müßten eingehende Versuche über Lagerreibungen vorgenommen werden.

Die zum Schlusse der Abhandlung zum Vergleiche herangezogene Kolbenmaschine v. J. 1905 beweist lediglich die große Ueberlegenheit der Parsons-Turbine über die dort verwendete Kolbendampfmaschine, welche bei 588 PS_i einen Dampfverbrauch von 5880 kg/st aufweist und somit 10 kg/PS_i-st erfordert.

Bei der andern Dampfmaschine weichen die im Text befindlichen Daten von den in der Tabelle angegebenen ab; so z. B. ist die Leistung mit 637 PS_i, der Dampfverbrauch mit 6,93 kg/PS_i-st angegeben; der Stundendampf würde somit 4400 kg betragen, wogegen in der Tabelle 5500 eingetragen sind. Es ist daher in bezug auf diese Maschine unmöglich, einen einwandfreien Vergleich zu ziehen.

Hochachtungsvoll

Kalk bei Köln, den 21. Juli 1907. Alfred Siegl.

Geehrte Redaktion!

Die Zuschrift, welche Ihnen Hr. Ingenieur Siegl zu meinem Aufsatz über das Parsonssche Turbinengebläse eingesandt hat, habe ich erhalten und Ihre geschätzte Aufforderung, eine Erwiderung zu schreiben, mir bestens vermerkt. Doch ist es mir schwer, eine solche zu geben, da mir Hr. Siegl eigentlich nichts Neues sagt. Daß der erwähnte Herr die Adiabate und die Isotherme sehr gut beherrscht, habe ich mit größtem Vergnügen zur Kenntnis genommen, doch glaube ich selbst in meinem oben zitierten Aufsatz den thermischen Wirkungsgrad des Kreiselgebläses unter Zugrundelegung der Adiabate berechnet zu haben.

Was meinen Vorschlag, den mechanischen Wirkungsgrad eines solchen Gebläses auf neuer Grundlage zu berechnen, anbelangt, so mag meine Methode irrig sein; doch erwartete ich gerade hierin belehrende Vorschläge meiner Kollegen zu erhalten.

Denn es liegt in dieser Frage unstreitig ein praktisches Bedürfnis vor. Sind wir doch gewohnt, bei allen Motoren und Maschinen unter dem Ausdruck »Wirkungsgrad« das Verhältnis zwischen aufgewendeter und geleisteter Arbeit zu verstehen, und vor allen Dingen: der Konsument schätzt eine Konstruktion nur nach diesem Gütemesser ein.

Die von Hrn. Siegl angeführte Rateausche Ausführung eines Turbinengebläses für Chasse ist mir wohl bekannt, und es werden die schönen thermischen Wirkungsgrade auf die Verwendung von Kühlmänteln zurückzuführen sein.

Endlich ist die Abweichung der Zahlen, welche für das Hernadthaler Gebläse im Text und in der Tabelle angegeben sind, darauf zurückzuführen, daß die Pressungen, mit welchen dieses Gebläse arbeitet, in den beiden Fällen verschieden sind.

Hochachtungsvoll

Brünn, 25. Juli 1907. Julius Fürstenau.

Zur Frage der Verwendbarkeit schwer brennbarer Oele in Verbrennungskraftmaschinen.

Geehrte Redaktion!

Hr. Emil Capitaine hat in Nr. 28 dieser Zeitschrift eine Abhandlung unter dem Titel: »Zur Frage der Verwendbarkeit schwer brennbarer Oele in Verbrennungskraftmaschinen« veröffentlicht. In diesem Aufsatz ist folgendes zu lesen:

»Soweit mir bekannt, ist bisher ein Dieselmotor ausschließlich mit Masut noch nicht anstandslos zu betreiben gewesen.«

Ferner an andrer Stelle:

»Es ist einleuchtend, daß flüssige Brennstoffe, wie die oben gekennzeichneten Rückstände von Erdölen (also Masut), in der Dieselmaschine ohne weiteres nicht anwendbar sind.«

Dem gegenüber habe ich zu sagen, daß zahlreiche Dieselmotoren in Rußland schon seit vielen Jahren mit Masut betrieben werden. Ich habe mich aber der Sicherheit halber nochmals über diese Frage an ganz kompetenter Stelle in Rußland unterrichtet und erhalte unter dem 17. Juli 1907 folgenden Bescheid:

»Schon seit Jahren werden Dieselmotoren von Ludwig Nobel vielfach mit bestem Erfolge mit Masut betrieben, und diese Firma übernimmt jederzeit volle Garantie, daß die Dieselmotoren mit Masut genau so ökonomisch, rauch-, geruchlos und zuverlässig arbeiten wie mit jedem andern Brennstoff. So arbeiten z. B. die Motoren der Moskauer Metallfabrik, 60 PS seit 1901, 150 PS seit 1905, ausschließlich mit Masut, desgleichen in Woßkressensk in der Weberei von T. Kazepow Söhne 150 PS seit 1904 und 400 PS seit 1906.

Die Liste kann beliebig verlängert werden. Die Fabrik Ludwig Nobel hat bei vielen Neuanlagen tadellosen Betrieb mit Masut garantiert.

Der Masutbetrieb kommt in Rußland immer mehr auf, besonders da infolge der andauernd unruhigen Zeiten die Brennstoffpreise stark in die Höhe gegangen sind, Masut aber am billigsten ist.« Diesel.

Von den Angehörigen des Hrn. Emil Capitaine, dem wir diese Zuschrift vorgelegt haben, erhalten wir die Nachricht, daß derselbe schwer erkrankt ist und vorläufig von einer Erwiderung absehen muß. Die Redaktion.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **dreiundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

G. Schlesinger: Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Der Preis jedes Heftes ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen. Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 33. **Sonnabend, den 17. August 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Hundert Jahre Dampfschiffahrt.[1]

Von **Conrad Matschoß.**

(Vorgetragen in der 48. Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure zu Coblenz.)

M. H.! Hundert Jahre sind verflossen seit dem Beginn der ersten regelmäßigen Dampfschiffahrt. Ein Jahrhundert ist eine kurze Spanne Zeit in der Menschheitsgeschichte; und doch: was ist in diesem kurzen Zeitraum von der Technik auf allen Gebieten geleistet worden! Die Dampfmaschine, deren weittragende Bedeutung am Ende des 18. Jahrhunderts bereits feststand, hat im 19. Jahrhundert die größte Umwälzung auf dem Gebiete des Verkehrs herbeigeführt. Nirgendwo anders ist diese Bedeutung der Dampfkraft so überzeugend vor Augen getreten wie auf diesem Gebiete.

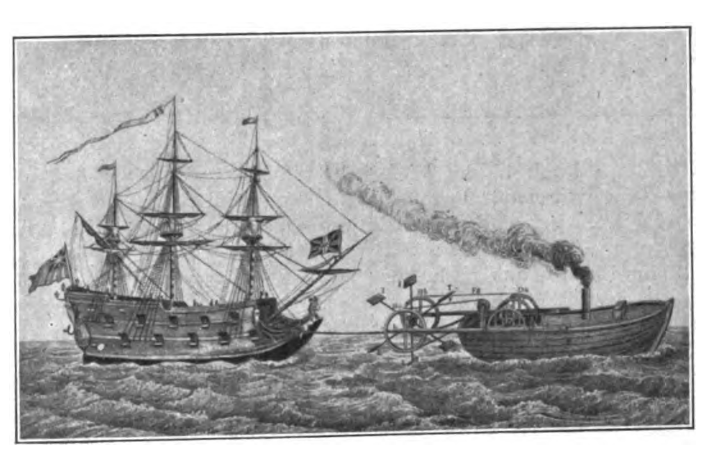
Zuerst ist die Dampfmaschine als Verkehrsmittel auf dem Wasser heimisch geworden. Hier hat sie die Muskelkraft verdrängt und der Windkraft die Hauptarbeit abgenommen. Wir können das Jubiläum der Dampfschiffahrt nicht besser feiern, als wenn wir versuchen, uns in großen Zügen das Bild ihres Entwicklungsganges vor Augen zu führen, und dabei bewundernd und dankbar derer gedenken, die mit Hingabe ihres ganzen Wollens und Könnens in zäher Arbeit diese Entwicklung geschaffen haben.

Weltbewegende Ereignisse werfen ihre Schatten voraus.

[1] Hauptsächlich benutzte Literatur:
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. IV, Braunschweig 1875.
Knox, The life of Robert Fulton, New York 1886.
Preble, A chronological history of the origin and development of steam navigation, Philadelphia 1883.
Fincham, A history of naval architectures, London 1851.
Woodcroft, A sketch of the origin and progress of steam navigation, London 1848.
Marestier, Mémoire sur les bateaux à vapeur des États-Unis, Paris 1824.
Tredgold, The steam engine, London 1838.
Radanz, 100 Jahre Dampfschiffahrt, Rostock 1907.
»Vulcan«, 50 Jahre Schiffbau, Stettin 1907.
R. Haack und C. Busley, Die technische Entwicklung des Norddeutschen Lloyds und der Hamburg-Amerika-Linie, Berlin 1893.

Aelter als die Ausführungen sind auch hier die Pläne. Das Wollen war leichter als das Vollbringen. Schon Leonardo da Vinci soll in ganz allgemeiner Weise angegeben haben, wie man ein Schiff mit Dampf bewegen könne. Ein spanischer Schiffshauptmann soll bereits 1543 Karl dem Fünften ein ohne Ruder und Segel bewegtes Fahrzeug vorgeführt haben. Dieses spanische Schiff gehört aber ebenso in das Reich der Märchen wie das Dampfschiff Papins, von dem man noch heute in weitesten Kreisen erzählen hört, es sei vor 200 Jahren auf der Fulda gefahren. Wüßten wir es nicht aus einem Brief Papins selbst[1]), daß dieses kleine Boot vor 200 Jahren kein Dampfschiff gewesen ist, sondern nur dazu diente, mit der Hand bewegte Ruderräder zu versuchen, wir würden aus der Papinschen Dampfmaschine sicher entnehmen können, daß es damals noch unmöglich war, mit dieser Maschine ein Schiff zu betreiben. Wohl hatte Papin schon 1690 davon gesprochen, wie es mit der Dampfmaschine möglich sein würde, »gegen den Wind zu rudern und wie sehr diese Kraft der der Galeerensklaven vorzuziehen wäre, um schnell zu segeln«; die Technik aber vermochte damals noch nicht, die kühnen Gedanken des Forschers in praktische Wirklichkeit zu übersetzen.

Fig. 1. Hulls' Entwurf 1736.



Nicht besser als Papin ging es Jonathan Hulls 1736, der sich die Anwendung einer atmosphärischen Maschine »zum Befördern der Schiffe in den Hafen und aus ihm hinaus bei widrigem Winde und bei Wasserströmen oder bei Windstille« schützen ließ. Sein ausführlich dargelegter Plan, Fig. 1, kam nicht zur Ausführung.

20 Jahre später finden wir dann in Frankreich wieder Pläne, die Dampfkraft für diese Zwecke nutzbar zu machen, die aber ebensowenig ausgeführt worden sind.

Die ersten erfolgreichen Versuche und die erste wirt-

[1]) s. Z. 1906 S. 1742.

schaftliche Anwendung der Dampfkraft in größerem Maßstabe sind in Amerika zu suchen. Hier hat der Pionier des amerikanischen Dampfmaschinenbaues, Oliver Evans, schon in den 70er Jahren des 18. Jahrhunderts Versuche mit Dampfbooten unternommen, die jedoch zu einem entscheidenden Erfolge noch nicht führten.

Bedeutsamer und technisch äußerst lehrreich sind Versuche, die John Fitch 1786 anstellte. Fitch hat mit den einfachsten Mitteln die verschiedenartigsten Versuche durchgeführt. Er hat Boote mit Ruderrädern und auch mit Schrauben und verschiedenen andern Treibvorrichtungen gebaut, und von ihm zusammen mit einem holländischen Uhrmacher Voight wurden auch die Dampfmaschinen hierfür fertiggestellt.

Nach Ueberwindung unsäglicher technischer Schwierigkeiten gelang es Fitch schließlich 1788, mit seiner »Perseverance« regelmäßige Fahrten auf einer Strecke von etwa 32 km zu unternehmen. Das Schiff soll im ganzen 3500 bis 4500 km ohne ernstlichen Zwischenfall zurückgelegt haben. Aber der kühne Pionier fand keine Unterstützung. Man glaubte nicht an seine Prophezeihung, das Dampfschiff werde sich nicht nur die riesigen Ströme und Seen Amerikas, sondern auch das Weltmeer erobern. Auch der Versuch, persönlich in England, dem gelobten Lande der Technik, Unterstützung für seine Pläne zu finden, schlug fehl. Enttäuscht von dem Mißerfolg seiner Lebensarbeit, erbittert durch häusliches Unglück, starb Fitch 1798. Wehmütig klingen noch heute seine Worte zu uns herüber: »Es wird ein Tag kommen, wo ein Mächtigerer Ruhm und Reichtum durch meine Erfindung ernten wird, aber jetzt will niemand glauben, daß der arme John Fitch etwas zu leisten vermag, was Beachtung verdient.«

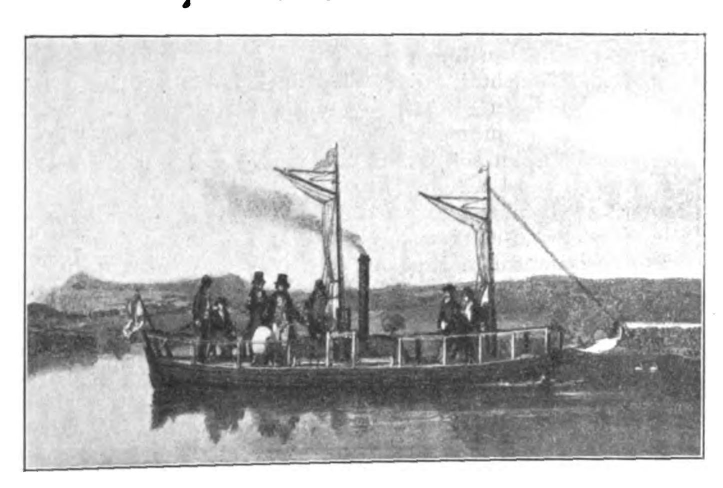


Fig. 2. Symingtons Dampfschiff 1788.

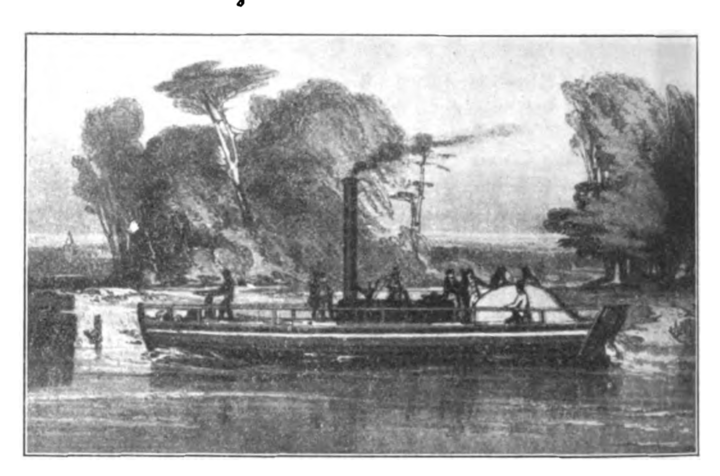


Fig. 3. »Charlotte Dundas« 1802.

Nicht besser als John Fitch erging es einer Anzahl andrer amerikanischer Ingenieure, die sich am Ende des 18. Jahrhunderts gleichfalls mit der Einführung der Dampfschiffahrt beschäftigten.

Etwa gleichzeitig mit dem des John Fitch entstand auch in Europa das erste Dampfschiff, das größere Beachtung verdient. Ein reich gewordener Bankier Miller, ein Schullehrer Taylor und ein Maschinenwärter Symington haben an diesem ersten Dampfschiff gearbeitet, das am 14. Oktober 1788 auf einem kleinen Landsee in Südschottland zum erstenmal in Betrieb gesetzt wurde. Symington hatte die Maschine erbaut und sie auf dem von Miller hergestellten Doppelboot aufgestellt. Taylor, ein Schulfreund Symingtons, beansprucht nur das Verdienst, Miller auf die Anwendbarkeit der Dampfmaschine und auf Symington als geeigneten Maschinenbauer aufmerksam gemacht zu haben. Zum Vergnügen der Unternehmer und zum Staunen der an den Ufern des Teiches zusammenlaufenden Landleute, die nicht glauben wollten, daß man »mit Rauch ein Schiff betreiben könne«, wurden die Versuche einige Tage fortgesetzt, Fig. 2[1]). Die erste Maschine, die nur soviel »wie ein Pferd« zu leisten vermochte, wurde bald durch eine größere ersetzt und die Versuche im nächsten Jahre weiter fortgeführt. Die von Symington erbaute eigenartige atmosphärische Maschine ist uns als eine der ersten Schiffsmaschinen noch heute im Kensington-Museum erhalten. Einen praktischen Erfolg hatten die Versuche noch nicht; die Schaufelräder waren zu schwach, sie zerbrachen, und Miller verlor bald die Lust, weitere Geldmittel für das Unternehmen herzugeben.

Nicht viel besser erging es Symington mit einem zehn Jahre später für den Clyde-Kanal erbauten Schleppdampfer »Charlotte Dundas«, Fig. 3, der im März 1802 die erste Probefahrt unternehmen konnte. Er bewährte sich zwar, aber da man befürchtete, die vom Dampfboot aufgeworfenen Wellen würden die Kanalufer zu sehr beschädigen, gab man auch diese Pläne auf.

Berücksichtigt man noch, daß auch in Frankreich in den 70er und 80er Jahren des 18. Jahrhunderts von verschiedenen Seiten versucht worden ist, das Dampfschiff brauchbar zu gestalten, so sieht man, wie reich das Ende des 18. Jahrhunderts bereits an Versuchen war, erkennt aber auch, wie wenig Erfolg allen diesen Pionieren beschieden war.

Die Dampfschiffahrt, wie wir sie heute kennen, ist ein Kind des 19. Jahrhunderts. Amerika ist ihr Geburtsland. Nordamerika mit seinen gewaltigen natürlichen Wasserstraßen, seinen riesigen Entfernungen, das zu Lande noch nicht wie die alten Kulturländer Europas gut durchgeführte Straßen besaß, hatte die größten Vorteile von der Dampfschiffahrt zu erwarten. Dem großen amerikanischen Ingenieur Robert Fulton, Fig. 4, gebührt das Verdienst, vor 100 Jahren die erste längere Dampfschiffahrt erfolgreich durchgeführt und zugleich die erste regelmäßige Dampfschiffahrtsverbindung eingerichtet zu haben.

Robert Fulton wurde 1765 in einer kleinen Stadt Pennsylvaniens geboren. Er wollte zunächst Feinmechaniker werden, ging aber bald zur Kunst über und erwarb sich als Bildnismaler einen gewissen Ruf. 21 Jahre alt, begab er sich 1788 nach London, um sich als Schüler Benjamin Wests, seines amerikanischen Landsmannes, weiter in der Kunst zu vervollkommnen. Seine ausgesprochene Vorliebe für die Technik ließ aber bald den Maler hinter den Ingenieur weit zurücktreten. In England und in Frankreich begann er zuerst, seine Ideen in die Wirklichkeit umzusetzen. In Paris arbeitete er gemeinsam mit Robert Livingston, der sich ebenfalls schon vorher mit großem Eifer um die Dampfschiffahrt gekümmert hatte. Ein kleines Versuchsboot, 1802 erbaut, erwies sich als zu schwach für die Maschine; es zerbrach und versank. Mit einem stärkeren Fahrzeug aber konnte er bereits 1803 in Paris auf der Seine ein geladenes Publikum mehrere Stunden lang stromauf und stromab spazierenfahren. Der Krieg zwischen Frankreich und England lenkte seine Aufmerksamkeit auf die Waffentechnik. Torpedo und Torpedoboote nahmen jetzt sein Hauptinteresse in Anspruch. Auch ein Unterseeboot, mit dem sich Fulton bereits stundenlang unter Wasser aufhielt, erregte damals großes Aufsehen.

[1]) Die Vorlagen für die Figuren 2, 3, 5 und 8, die dem Werk von Woodcroft entnommen sind, ließen eine bessere Wiedergabe dieser geschichtlich interessanten Schiffe leider nicht zu.

Die kriegerischen Verhältnisse in Europa waren der Entwicklung der Dampfschiffahrt dauernd ungünstig. Auch von dem Fultonschen Unterseeboot, seinen Torpedos und seinen Seeminen verstand man noch keinen Gebrauch zu machen. So entschloß sich Fulton, nach Amerika zurückzukehren und hier die Dampfschiffahrt einzuführen. Bei Boulton & Watt in Soho, der ersten und damals noch größten Dampfmaschinenfabrik der Welt, ließ er nach seinen Angaben eine Dampfmaschine von 609 mm Zyl.-Dmr. und 1220 mm Hub bauen. Der Dampfmaschine voraus reiste er Ende 1806 nach New York. Livingston war inzwischen ebenfalls nach Amerika zurückgekehrt. Beide zusammen betrieben jetzt den Bau des Dampfschiffes, von dem die heutige Dampfschiffahrt ihren Anfang genommen hat. Im Frühjahr 1807 lief die »Claremont«[1]) vom Stapel. Das Schiff war 40,5 m lang und 5,48 m breit. Im August des gleichen Jahres war auch die Maschine betriebsfertig in den Dampfer eingebaut. Am 17. August 1807 — hundert Jahre vor dem Tage dieser Veröffentlichung — konnte die erste längere Fahrt unternommen werden. Eine große Volksmenge hatte sich neugierig, aber des Mißerfolges sicher, an der Abfahrtstelle eingefunden. Man spottete über »Fultons Narrheit«, so nannte man seinen Dampfer, und rief ihm höhnisch zu, er solle auch ein Stück vom Nordpol mitbringen. Das Schiff sah merkwürdig genug aus. Kessel, Maschine und Schornstein mußten mehr Furcht als Zutrauen erregen. Die plumpen großen Seitenräder besaßen anfangs noch keinen Schutzkasten, und die 12 ungeheuern Schaufeln versorgten bei jeder Umdrehung auch noch das Deck mit Wasser. Der Schornstein war fast so hoch wie die Masten (9,14 m). Als endlich die Maschine in Gang gesetzt wurde und das Schiff sich unter gewaltigem Lärmen wirklich vorwärts bewegte, verwandelte sich der Spott der Zuschauer bald in lauten Beifall, der sich bei allen Landungsbrücken wiederholte. Auch unterwegs hat dieser Dampfer nicht nur Bewunderung, sondern auch Angst und Schrekken verbreitet. Aus dem Schornstein schlugen die Flammensäulen und Funken hoch hinaus, da der Kessel mit trockenem Fichtenholz geheizt wurde. Dieses Feuerwerk, verbunden mit dem Stampfen, Stöhnen und Geratter der Maschine, und die Tatsache, daß sich ein großes Schiff gegen den Strom ohne Wind zu bewegen vermochte, genügten, um bei den abergläubischen Schiffern, die auf ihren Frachtschiffen stromab fuhren, Furcht und Entsetzen zu erregen. Man erzählt, daß ganze Schiffsmannschaften auf ihre Knie fielen und Gott baten, sie vor dem schrecklichen Ungetüm zu beschützen, das auf dem Wasser einherzog und seinen Weg durch die Flammen, die es ausspie, beleuchtete. Bald aber gewöhnte man sich, das Staunen wich, und nur der Haß gegen die Neuerung, die ihnen den althergebrachten Beruf zu verkümmern schien, blieb bei den Schiffern übrig. In dem Gesetz, das Fulton ein Privileg auf die Dampfschiffahrt zusprach, war es auch notwendig, eine besonders hohe Strafe dem anzudrohen, der planmäßig die »Claremont« oder ein andres Dampfboot zu zerstören suchte. Die ungeschützten Räder waren anfangs durch beabsichtigtes Anfahren leicht zu schädigen. Fulton selbst schrieb über diese erste denkwürdige Dampferfahrt an einen Freund: »Ich überholte viele Schaluppen und Schoner und fuhr an ihnen vorüber, als lägen sie vor Anker. Die Dampfkraft zum Treiben von Booten ist nun voll erprobt worden.«

Das Schiff fuhr von New York nach Albany. Diese 240 km lange Strecke wurde in 32 Stunden zurückgelegt. Der Wind war auf der Hin- und Rückreise widrig; Segel konnten also, auch wenn man gewollt hätte, nicht benutzt werden. Alles geschah, wie Fulton in seinem Bericht an die Presse besonders hervorhob, nur durch die

Fig. 4. Robert Fulton.



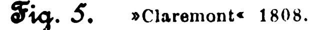
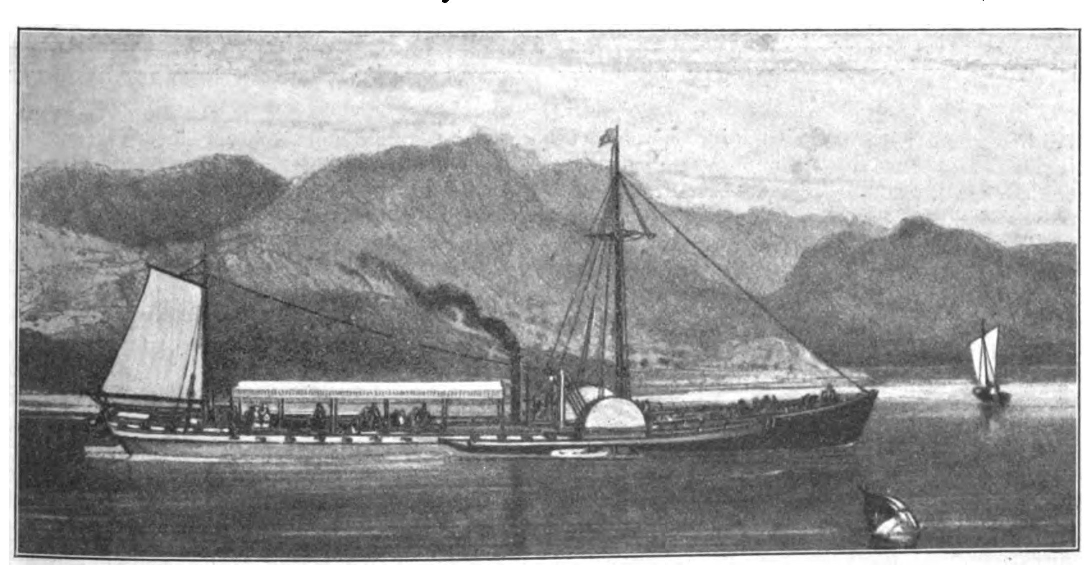


Fig. 5. »Claremont« 1808.



[1]) meistens »Clermont« geschrieben. Wie Schwarz-Flemming, Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. 1896 S. 218 nachweist, heißt der Ort, nach dem das Schiff benannt worden ist, Claremont. Auch die Originalzeichnung zeigt, von Fultons Hand geschrieben, diese Schreibweise.

Leistung der Dampfmaschine. Nach diesem Erfolg ging Fulton sogleich mit größter Zuversicht daran, das Dampfschiff dem öffentlichen Verkehr nutzbar zu machen. Im Winter wurde das Schiff umgebaut, der Schiffskörper verlängert und ein Verdeck angebracht. So, wie das Bild Fig. 5 das Boot zeigt, begann die »Claremont« im Jahr 1808 ihre regelmäßigen Fahrten zwischen New York nnd Albany. Bald genügte dieses eine Schiff nicht mehr; schon im nächsten Jahre wurden zwei neue Dampfer erbaut, jeder fast doppelt so groß. Damit hatte die Dampfschiffahrt ihren Eingang in die Welt genommen.

Fig. 6 und 7. Entwicklung der amerikanischen Raddampfer.

Fig. 6. »Neptun« 1838.

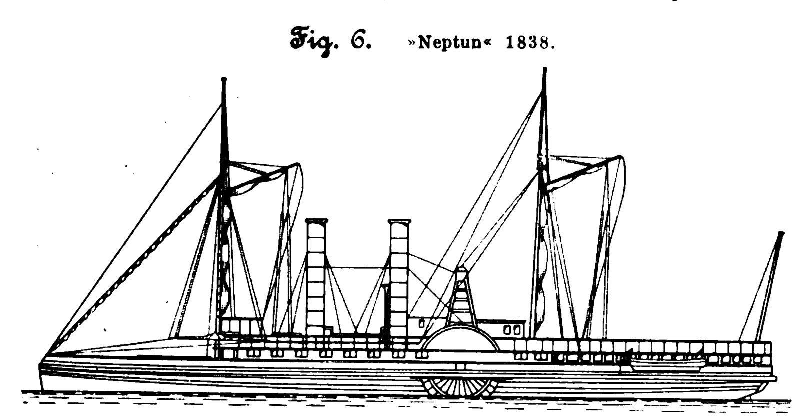
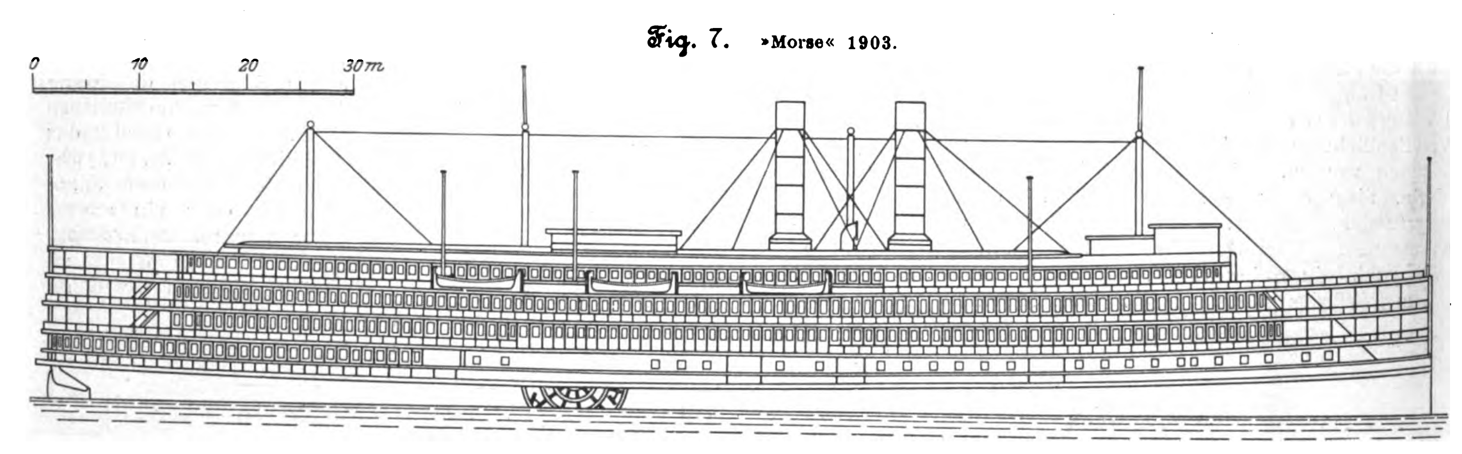


Fig. 7. »Morse« 1903.

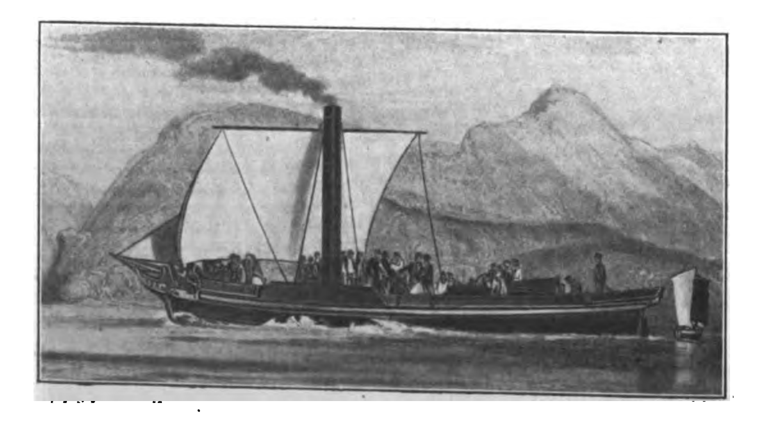


schritte, die der amerikanische Raddampferbau in den letzten zwei Menschenaltern zu verzeichnen hat.

Die europäische Dampfschiffahrt pflegt man von 1812 an zu rechnen. Ein unternehmungslustiger Schotte Henry Bell, der sich in fast allen nur denkbaren Berufsarten mit mehr oder weniger Glück versucht hatte, richtete die erste regelmäßige Dampfschiffahrt in den europäischen Gewässern ein. Er besaß in einem kleinen Seebade in der Nähe von Glasgow eine Badeanstalt und wollte die Verbindung mit dieser Stadt verbessern. Ein Maschinenbauer aus Glasgow, der bei ihm in der Sommerfrische war, baute ihm die Dampfmaschine. Ein Kessel wurde ebenfalls erworben und ein kleines Boot dazu gebaut. Ende Juli 1812 konnte der »Comet«, Fig. 8, seine erste Versuchsfahrt antreten, und wenige Tage darauf, 5 Jahre nach Fultons entscheidender Fahrt, nahm er mit 20 Fahrgästen an Bord seine öffentlichen Fahrten auf. Am 5. August 1812 war dann in den Glasgower Zeitungen zu lesen, daß die Dampfschiffahrt eröffnet sei. Dieses erste dem regelmäßigen Verkehr dienende europäische Dampfschiff war noch nicht ein Drittel so lang wie Fultons Boot. Die kleine stehende Maschine, die noch im Kensington-Museum aufbewahrt ist, hatte nur 11 Zoll Zyl.-Dmr. und leistete etwa 3 PS. Zum Antrieb benutzte Bell 4 Schaufelräder, je zwei hintereinander auf einer Seite des Schiffes. Die Fahrgeschwindigkeit war noch sehr gering; man kam über 8 km/st kaum hinaus. Aber schon im nächsten Jahre kamen andre stärkere Dampfboote in den Verkehr. Auch Bells Betriebsmaschine mußte mehrfach verstärkt werden, wenn der »Comet« auch nur einigermaßen den neuen Dampfschiffen Stand halten wollte. 1824 waren auf dem Clyde bereits 35 Dampfschiffe in voller Tätigkeit, und Beuth, der große preußische Förderer aller technischen Unternehmungen der damaligen Zeit, konnte von seiner Studienreise in England berichten: »Das Reisen zur See wird dadurch unglaublich abgekürzt und zuverlässig hier wie überall in England«. Bereits 1815 wurden auf der Themse regelmäßige Dampferfahrten aufgenommen. 1816 besuchte ein englisches Dampfboot Frankreich und wurde, wie die Chronisten zu erzählen wissen, von Ludwig XVIII in Paris mit Händeklatschen begrüßt. Im gleichen Jahr erschien, ebenso wie auf der Elbe, das erste Dampfschiff von England auf dem Rhein und fuhr bis Köln. Die Kölnische Zeitung vom 13. Juli 1816 berichtet über den Eindruck, den dieses erste Dampfschiff auf die Zuschauer machte: »Heute gegen Mittag erblickten wir auf unserem schönen Rheinstrom ein wundervolles Schauspiel. Ein

Außerordentlich schnell vermehrten sich die Dampfer, und zwar zuerst auf den großen Fluß- und Seegebieten Amerikas. 1812 fuhr der erste Dampfer auf dem Mississippi. Neben Fulton waren hier zwei andre amerikanische Ingenieure John und Robert Stevens hervorragend an der weiteren Ausbildung der Dampfschiffahrt tätig. John Stevens hatte wenige Tage nach Fulton ebenfalls eine erfolgreiche Dampferfahrt ausgeführt; von ihm und seinem Sohne rührt die konstruktive Durchbildung der amerikanischen Balanciermaschine her, die mit ihrem den Schiffskörper weit überragenden hoch liegenden Balancier noch heute den großen amerikanischen Flußdampfern ein so eigenartiges Gepräge gibt. Im Jahr 1840 sollen bereits 1000 Dampfer allein auf dem Mississippi und seinen Nebenflüssen im Betriebe gewesen sein. Einer dieser 1838 erbauten Dampfer, Fig. 6, verglichen mit einem der neuesten amerikanischen Flußraddampfer von 3300 t Wasserverdrängung, 131 m Länge und 27 m Breite, über die Radkasten gemessen, Fig. 7, zeigt die riesigen Fort-


Fig. 8. »Comet« 1812.



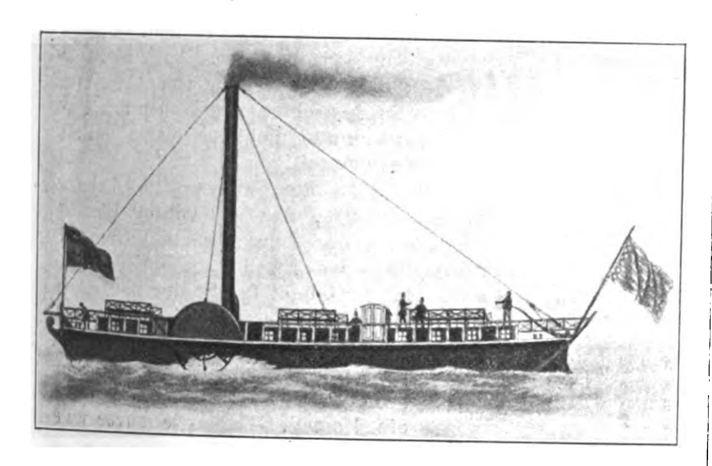
ziemlich großes Schiff ohne Masten, Segel und Ruder kam mit ungemeiner Schnelle den Rhein heraufgefahren. Die Ufer des Rheins und die vor Anker liegenden Schiffe waren in einem Augenblick von der herbeiströmenden Volksmenge bedeckt. Das die allgemeine Neugierde reizende Schiff war ein von London nach Frankreich reisendes englisches Dampfboot. Jedermann wollte den inneren Bau des Wunderschiffes und die Kräfte erforschen, welche dasselbe in Bewegung setzten.«

Die Maschine dieses ersten Rheindampfers soll etwa 34 PS geleistet haben.

1815 wurde dem Engländer Humphrey für Preußen ein Patent auf seine neue Einrichtung an Schiffsdampfmaschinen erteilt. Schon im Juni 1816 wurde auf einer bei Spandau eingerichteten Schiffswerft der Kiel des ersten Dampfbootes gelegt. Die ersten drei Dampfboote gewährten aber noch keinerlei wirtschaftlichen Vorteil, und deshalb sah sich die Königliche Post, der sie damals gehörten, bald veranlaßt, den Betrieb wieder einzustellen. Einem Bremer Kaufmann Friedrich Schröder glückte es 1816, eine dauernde Dampfschiffahrt ins Leben zu rufen. Dieses erste deutsche Dampfboot, die Weser, Fig. 9, von Johann Lange in Vegesack erbaut, hatte Wattsche Maschinen aus Soho; es war bis 1833 auf der Unterweser im Betrieb [1]).

Kaum hatte sich das Dampfboot auf den Flüssen, Ka-

Fig. 9. »Die Weser« 1816.



nälen und Binnenseen und an den Meeresküsten bewährt, so ging man daran, auch die Weite des Meeres zu durchkreuzen. Wieder tat auch hier Amerika den ersten entscheidenden Schritt. Ein bereits 1818 für Segelschiffahrt erbautes Schiff, die »Savannah«, wurde mit Dampfmaschine und Ruderrad ausgerüstet, zunächst nur, um die Windkraft zu unterstützen. Am 26. Mai 1819 trat es seine Reise von New York nach Liverpool an. 25 Tage dauerte die Fahrt. Mit stürmischem Willkommen wurde dieser erste Seedampfer an den Landungsbrücken begrüßt. Die »Times« berichtete damals, daß an der irischen Küste ein Zollkreuzer die »Savannah« einen ganzen Tag einzuholen versucht habe, weil er den Dampfer für ein brennendes Schiff hielt. In England befürchtete man sogar, man wolle mit diesem Dampfer Napoleon auf St. Helena befreien.

Bis 1823 waren in England 160 Dampfschiffe erbaut worden; 7 Jahre später besaß England bereits 315 Dampfer mit rd. 33400 Reg.-Tons Raumgehalt; 1835 war die englische Dampferflotte auf 538 Dampfer mit 60500 Reg.-Tons gestiegen.

Die Schiffsmaschine, zuerst als eine möglichst getreue Nachahmung der Landdampfmaschine, oft sogar mit eingemauertem Kessel und gemauertem Schornstein, auf das Schiff verpflanzt, hatte sich den neuen Betriebsverhältnissen immer mehr angepaßt. Die Einzylindermaschine, die man zuerst mit Schwungrad verwendet hatte, war der Zwillingsmaschine mit um 90° gegeneinander versetzten Kurbeln gewichen. Auch die Leistungen waren wesentlich größer geworden. Statt sich mit 10 und 20 PS zufrieden zu geben, war man auf Dampfmaschinen mit Hunderten von Pferdestärken gekommen.

[1]) s. H. Raschen, Die Weser, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Bd. VIII 1907.

Auch das Weltmeer suchte man mehr und mehr der Dampfschiffahrt zu erobern. Zehn Jahre nach der »Savannah« fuhr ein in Schottland gebauter Dampfer nach Westindien. Das Unternehmen war aber schnell wieder zu Ende. Nicht besser erging es zunächst andern Ozeandampfern. Die Maschinen verbrauchten zu viel Kohlen. Die Dampfer konnten fast nur Kohlen für den eigenen Bedarf an Bord nehmen, womit ein wirtschaftlicher Erfolg natürlich nicht zu erzielen war. Mehr Erfolg hatten erst der Ozeandampfer »Syrius« und vor allem der »Great Western«, die beide 1838 auf dem Ozean erschienen und in Amerika nicht minder großes Aufsehen als in Europa erregten. Die Tageszeitungen erzählen, wie die ganze Stadt New York in ungewöhnlicher Aufregung den Dampfer erwartet habe. Ueberall war man sich bewußt, daß mit dem Erfolge dieses Unternehmens eine neue Epoche in der Geschichte der Ozeanschiffahrt begonnen habe. Die Kanonen der Forts begrüßten die Dampfer mit feierlichem Salut, und die ganze Bevölkerung war unterwegs, die neuen Schiffe zu empfangen. Der »Great Western« hatte von Bristol aus in genau 16 Tagen New York erreicht. Damit war die Ozean-Dampfschiffahrt aus dem Stadium des Versuches in das der praktischen Verwirklichung hineingewachsen. Aber auch hier vergingen Jahre, bis man Ozeandampfer herzustellen vermochte, mit denen sich in dauerndem sicherem Betriebe wirtschaftliche Erfolge erzielen ließen.

In dem zweiten Abschnitt der Geschichte der Dampfschiffahrt, den man von der Mitte der 30er Jahre bis zum Ende der 60er Jahre rechnen kann, haben besonders zwei große Neuerungen die Entwicklung maßgebend beeinflußt: die Einführung der Schraube als Treibmittel und die Einführung des Eisens als Schiffbaustoff.

Die ersten Versuche, eine Schraube als Treibmittel zu verwenden, reichen bis in die Anfänge der Dampfschiffahrt zurück. Einen Erfolg zeitigten sie nicht; das Schaufelrad blieb Sieger auch über die andern, oft sehr eigenartigen Treibvorrichtungen. Erst 1829 gelang es in Oesterreich Joseph Ressel, mit der Schraube einen Erfolg zu erzielen. Die günstige Versuchsfahrt wurde leider durch einen Unfall, der in keinerlei Zusammenhang mit der Schraube stand — ein Dampfrohr platzte — unterbrochen, und der Polizei schien das Schiff deshalb so gemeingefährlich zu sein, daß sie alle weiteren Versuche mit der Schraube untersagte. Ressel nahm dann noch Patente in Frankreich und England; es gelang ihm aber nicht, seine Erfindung zur praktischen Anwendung zu bringen.

1836 machte ein englischer Landwirt Smith Versuche mit einer hölzernen Schraube mit zwei Gewindegängen. Glücklicherweise zerbrach die Hälfte bei dem ersten Versuch, und man merkte, daß man mit der halben Schraube weit besser fuhr. Smith getraute sich mit seinem kleinen Schraubenschiffchen auch bei stürmischem Wetter auf die See und bewies den Ungläubigen, daß auch für diese Verhältnisse eine Schraube brauchbar sei. Da begann sich auch die englische Admiralität mit der Erfindung zu beschäftigen und veranlaßte Smith, ein größeres Schraubenboot, den »Archimedes«, zu bauen. Wenn man mit diesem Schiff eine Geschwindigkeit von 4 bis 5 Knoten erreichen könne, wolle man die Erfindung sofort für die englische Flotte verwenden. Eine Privatgesellschaft bildete sich, um die Erfindung auszubeuten. Am 14. Oktober 1839 konnte der »Archimedes« seine erste Probefahrt ausführen. Er erreichte $9^3/_4$ Knoten. Gleichzeitig mit Smith bemühte sich der berühmte schwedische Ingenieur Ericsson in England, die Vorteile der Schraube gegenüber dem Schaufelrad nachzuweisen [1]). Da man aber in England kein Geld für seine Versuche hatte, ging Ericsson nach Amerika, wo man ihn mit offenen Armen aufnahm, und wo es ihm gelang, die Schraube endgültig in den Dampfschiffsbetrieb einzuführen. So schnell ging allerdings ihr Fortschritt nicht, wie man, rückblickend auf die großen Vorteile, die die Schraube dem Schaufelrad gegenüber darbietet, wohl hätte annehmen können. Noch Ende der 40er Jahre war der Kampf durchaus nicht entschieden. In England hielt man auch damals noch das Schaufelrad für das beste Treibmittel bei allen Schiffen, die ohne Benutzung der Segel allein durch Dampf bewegt

[1]) Vergl. Z. 1890 S. 1161.

werden sollten. Nur da, wo man in erster Linie noch segeln wollte, hielt man die Schraube für brauchbarer, da sich ein Räderschiff mit seinen unbeholfenen Radkasten wenig zum Segeln eignet. Für Kriegschiffe bot die Schraube den großen Vorteil, äußeren Verletzungen weit weniger ausgesetzt zu sein. Auch hier betrachtete man anfangs noch die Dampfmaschine nebst Schraube nur als Aushülfsmittel, und die ersten Schraubendampfer waren oft so eingerichtet, daß man die Schraube, falls die Segel ausreichten, ganz abnehmen und im Schiff aufbewahren konnte.

Die Einführung der Schraube stellte dem Dampfmaschinenbauer ganz neue Aufgaben. Bisher lag die Welle, die die Maschine zu betreiben hatte, hoch über der Maschine und quer zum Schiff. Jetzt sollte sie tief unten längs des Schiffes verlegt werden. Während sich die Raddampfermaschine mit ihren Umlaufzahlen nicht von der langsam laufenden alten Betriebsmaschine unterschied, verlangte man jetzt zum Antrieb der Schraubenradwelle schnellaufende Maschinen. Hier ist innerhalb zehn Jahre eine große Arbeit von den Maschineningenieuren geleistet worden. Zuerst half man sich mit sehr verwickelten Vorgelegen, bald aber lernte man, die direkt wirkende Maschine zu bauen, die zuerst liegend angeordnet wurde, dann aber gelangte man zur stehenden Anordnung, der sogen. Hammermaschine, die heute von all den mannigfaltig verschiedenen Bauarten allein als Schraubendampfermaschine übrig geblieben ist.

Von gleich großer Bedeutung für die Entwicklung wurde die Einführung des Eisens als Schiffbaustoff. Der erste eiserne Dampfer wurde 1821 in England für die Seine erbaut. Er konnte im Juni 1822 seinen Dienst in Paris antreten. 1834 erbaute man einen großen eisernen Dampfer, der durch eiserne Scheidewände oder Schotten in wasserdichte Abteilungen geteilt war. Der erste eiserne Seedampfer scheint der 1837 in England erbaute Rainbow gewesen zu sein. Besonders berühmt in der Geschichte der Dampfschiffahrt ist der in England erbaute Dampfer »Great Britain« geworden, der als erster großer eiserner Schraubendampfer am 19. Juli 1843 von Stapel lief.

Erst mit der Einführung des Eisens in den Schiffbau wurde es möglich, zu den Abmessungen und der Leistungsfähigkeit zu kommen, die wir heute an unsern neuen Dampfern gewohnt sind. Eine gewaltige Aufgabe aber hatte die Technik zu leisten, ehe es gelang, vom Holz zum Eisen überzugehen. Auch als die Schiffskörper bereits vorwiegend aus Eisen gebaut wurden, ließen besonders die Verbindungen noch sehr viel zu wünschen übrig. Leiter und Arbeiter der Werften, bis dahin nur mit hölzernen Schiffen beschäftigt, konnten sich nur schwer an neue Formen gewöhnen. Man übertrug zunächst einfach die vom Holzschiffbau her gebräuchliche Konstruktion auf den neuen Baustoff. Daher findet man in den ersten eisernen Schiffen noch viele Hauptbestandteile, so z. B. die Deckbalken, Kielschweine, Maschinen- und Kesselunterlagen, aus Holz gefertigt, das mit dem Eisen zusammen oft nur sehr unvollkommen wirkte. Auch die Eisenteile selbst verband man noch oft in ähnlicher Form, wie man es beim Holz gewohnt war. Auch hier war eben ein Uebergang vom Alten und Hergebrachten zum Neuen und Ungewohnten nicht mit einem Mal zu bewerkstelligen.

An der Grenze dieses Zeitabschnittes, der sich durch Einführung der Schraube als Treibmittel und des Eisens als Schiffbaustoff kennzeichnet, steht der Bau eines Riesendampfers, der in seinen Abmessungen erst 1899 wieder überholt worden ist. Die Geschichte des »Great Eastern« liest sich wie ein Roman. Kaum je zuvor und nachher hat eine technische Einzelschöpfung die Welt so in Spannung gehalten. Brunel, der große englische Ingenieur, der den »Great Western« und den »Great Britain« erbaut hatte, wollte etwas Ungeheures, für unmöglich Gehaltenes schaffen. Mit fortreißender Begeisterung verstand er es, für seine Riesenpläne in den Fachkreisen Stimmung zu machen. 1851 hielt er in der Institution of Civil Engineers Vorträge, die diese Körperschaft veranlaßten, sich mit ihrem

Fig. 10.

Der »Great Eastern« auf der Themsefahrt 1859.

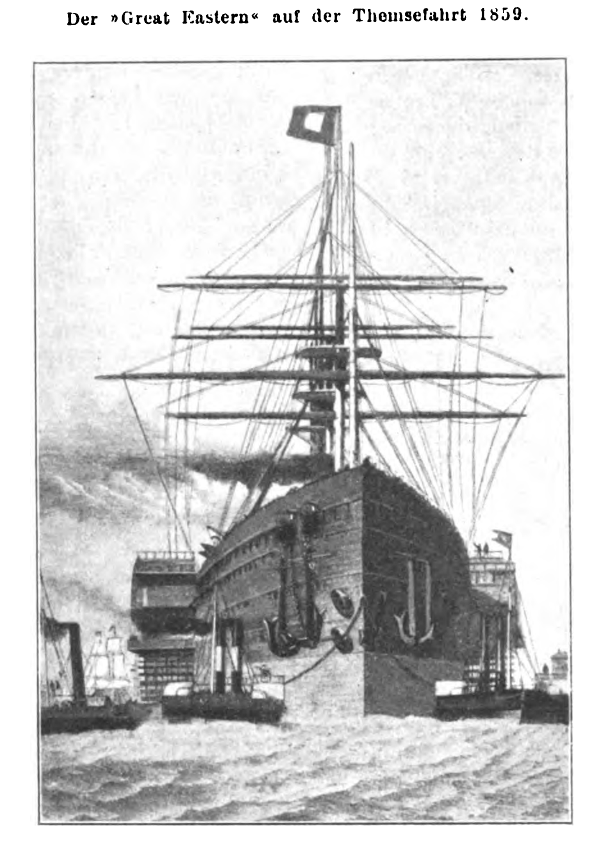
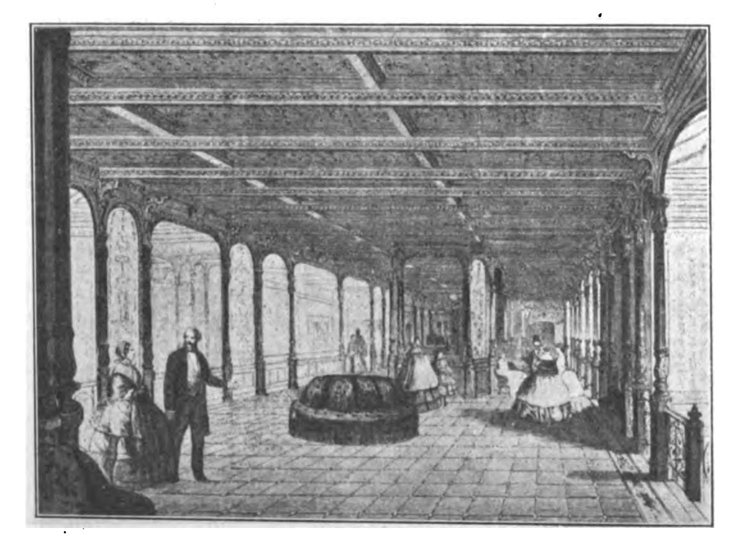


Fig. 11. Salon des »Great Eastern.«



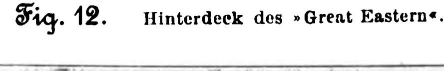
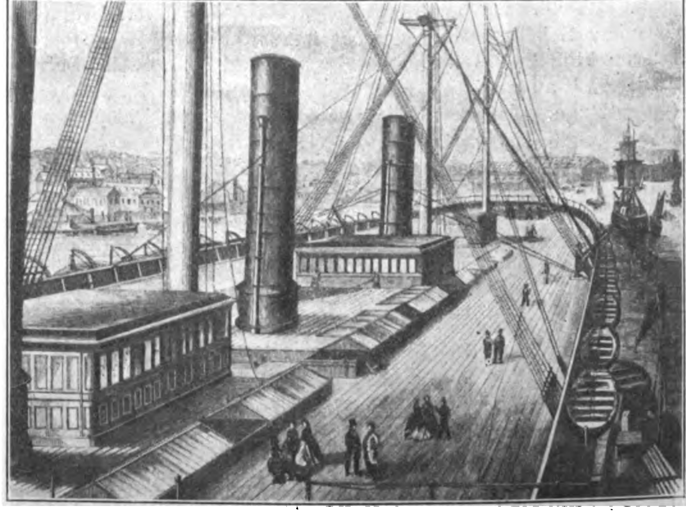


Fig. 12. Hinterdeck des »Great Eastern«.



Gelde zu beteiligen. Der Verlust des gesamten Aktienkapitals noch während des Baues des Schiffes traf, wie später festgestellt worden ist, fast ausschließlich die Mitglieder dieses Vereines nebst ihren Verwandten. Die Ingenieure haben so selbst den Irrtum gebüßt, den der Bau des Riesendampfers für die damalige Zeit darstellt.

Die politischen und wirtschaftlichen Beziehungen Englands zu seinen indischen Besitzungen waren damals so bedeutend geworden, daß man wohl die Frage zu erwägen hatte, wie man passende und schnelle Verbindungen herstellen könnte. Brunel wollte die Aufgabe durch sein Riesenschiff lösen; er glaubte, daß der Handel für genügende Fracht, die Auswanderbewegung für genügende Personenzahl sorgen würde, und wollte Indien mit diesem Schiff auf dem Wege um Afrika in 30 bis 40 Tagen erreichen. Außerdem wollte Brunel sein Schiff so groß machen, daß es den ganzen Steinkohlenvorrat für die Reise von England nach Australien und zurück mitnehmen und außerdem noch eine Armee von 10000 Soldaten befördern könne. Russel, der Inhaber einer Schiffswerft an der Themse, übernahm den Bau des Schiffes, der 1852 begann, aber erst 1857 beendigt wurde. Vorher mußte der Bau schon einmal wegen Geldmangels unterbrochen werden. Gewaltige technische Schwierigkeiten waren bei der Herstellung dieses 207 m langen Dampfers zu überwinden. Der Schiffskörper allein wog 8750 t. Das Schiff war mit beiden Treibmitteln: mit Schaufelrädern und mit Schrauben, ausgerüstet. Beide Maschinen leisteten zusammen 7650 PS_i, und das Schiff erreichte eine Geschwindigkeit von 14,5 Knoten. Als es von Stapel lief, waren die Maschinen schon veraltet; sie wurden normal mit 1,4 at Ueberdruck betrieben. Die riesigen Doppelkessel fraßen ungeheuer viel Kohlen; für eine Reise von England nach New York brauchte man 3600 t. Am 8. September 1859 konnte das Schiff seine erste Probefahrt unternehmen. Die Themse hinab wurde es von vier der stärksten Schleppdampfer geschleppt, Fig. 10. Ein trauriges Unglück, die Explosion eines Maschinenteiles, tötete und verletzte 10 Mann der Besatzung. Die erste Reise unternahm das Schiff nicht nach Indien; es ist niemals, wohin sein Name wies, nach dem Osten gekommen, sondern nach New York; hierhin hat es in den nächsten 3 Jahren noch weitere 8 Reisen, alle verlustbringend, gemacht. Bald stellte es seine atlantischen Fahrten ein. Von 1865 bis 1875 führte es ein stilles, aber nützliches Dasein als Kabeldampfer. Es fand dann noch als schwimmendes Gasthaus auf Ausstellungen, als Ausstellungsschiff usw. eine wechselreiche Verwendung, bis es endlich 1888 auf Abbruch verkauft wurde. So fand die gepriesene Herrlichkeit des großen Dampfers ein unrühmliches Ende; alle die großen Hoffnungen, die man darauf gesetzt hatte, waren zu Wasser geworden.

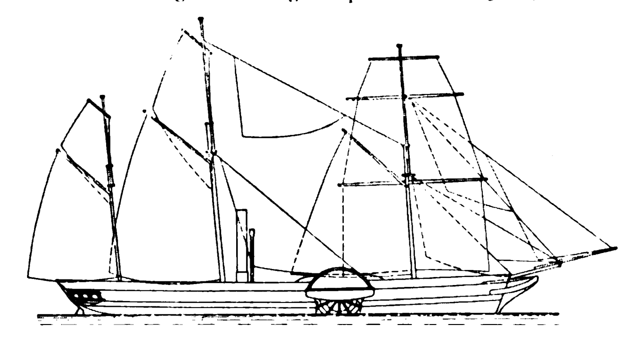
Auch in der inneren Ausstattung hatte der Dampfer alles überboten, was man bis dahin kannte. Besonders bewundert wurde der große Salon, Fig. 11, und die Zeitungen berichteten, daß seine Verzierung und Ausstattung, wobei an Vergoldung, Sammet, Seide und Spiegeln nicht gespart wurde, allein 3000 £ gekostet hätten. Auch von der ungeheuern Größe suchte man sich in verschiedener Weise ein Bild zu machen. Man erzählte sich, daß auf dem Hinterdeck, Fig. 12, nicht bloß ein Regiment Soldaten Paradeaufstellung nehmen, sondern selbst Kavallerie Uebungen machen könnte, und bei der Einweihung machte der Festredner darauf aufmerksam, daß das Schiff Bevölkerung genug habe, um das Recht zu beanspruchen, ein Mitglied in das Parlament zu schicken.

Der »Great Eastern« fällt vollständig aus der Entwicklung heraus. Er ist ein Schulbeispiel dafür, daß die Technik, losgelöst von dem jeweiligen wirtschaftlichen Bedürfnis, dauernde praktische Erfolge nicht erzielen kann. Trotzdem wird der Ingenieur den kühnen Erbauern dieses Riesenschiffes, die es mit schweren Mühen und Sorgen schließlich doch zustande brachten, auch heute seine Bewunderung nicht versagen. Die Aufgabe, die der Riesendampfer der Technik damals stellte, hat nach vielen Richtungen erzieherisch auf die Technik eingewirkt, und somit ist das teure Lehrgeld, das beim Bau des »Great Eastern« zu bezahlen war, doch der Gesamtentwicklung wieder zugute gekommen.

Neben dem Bau der Handelsdampfer, der sich, wie eben gezeigt, zu solchen Riesenabmessungen entwickelt hatte, begann sich die Dampfkraft auch auf den Kriegschiffen der einzelnen Mächte immer mehr einzuführen. Der erste Kriegsdampfer ist auch auf Fulton zurückzuführen, der 1813 vorschlug, mit einem von ihm erbauten Dampfer den Hafen von New York von der See aus zu verteidigen. Diese schwimmende Batterie, wie sie Fulton nannte, sollte 1,28 Millionen ℳ kosten. Außer den Kanonen auf Deck wollte Fulton noch unterseeische Geschütze und Dampfstrahlen als Verteidigungsmittel benutzen. Am 1. Juni 1815 konnte das Schiff seine erste Probefahrt antreten, und die Kommission, die es zu prüfen hatte, stellte fest, »daß jede billige Erwartung dadurch erfüllt worden sei«. New York hielt sich jetzt für unverwundbar, und man wünschte nur, jeder Hafen der Nation möchte ein gleich furchtbares Verteidigungsmittel zur Verfügung haben.

Fig. 13.

Der englische Kriegsdampfer »Medea« 1833.



Dieses erste, zu Ehren Fultons mit seinem Namen bezeichnete Kriegschiff ist im Ernstfalle nicht benutzt worden; eine Pulverexplosion beendete 1829 seinen Lebenslauf. 25 Menschen verloren dabei ihr Leben. In England ließ man 1822 einen Kriegsdampfer erbauen, dessen Maschine etwa 80 PS leistete. 1825 finden wir dann Kriegschiffe mit Maschinenleistungen bis 180 PS. Das 1833 erbaute Kriegschiff »Medea«, Fig. 13, hatte 835 t Wasserverdrängung und 220 PS Maschinenleistung. Das größte Kriegschiff der englischen Marine 1839, Fig. 14, hatte 320 PS und 1862 t. Erst 1840 kamen die ersten Kriegsdampfschiffe ins Gefecht. Der Kriegschauplatz war Asien. Vier britische Raddampfer, voran der technisch besonders bekannte Dampfer »Gorgon«, 1837 mit 320 PS erbaut, haben sich hier erfolgreich an der Beschießung von Aka beteiligt. Für den Kriegsdampfer aber war besonders die Einführung der Schraube einschneidend. Erst jetzt war die Treibvorrichtung geschützt, und auch Maschinen- und Kesselanlage konnte unter der Wasserlinie angebracht werden. Die entscheidenden Versuche für die englische Marine fallen in die 40er Jahre. Zu den ersten englischen Schraubenkriegsdampfschiffen, die dauernden Erfolg aufzuweisen haben, gehört der »Arrogant«, der 1849 in Betrieb kam. Von jetzt an geht die Entwick-

Fig. 14. Englische Dampfschaluppe 1839.

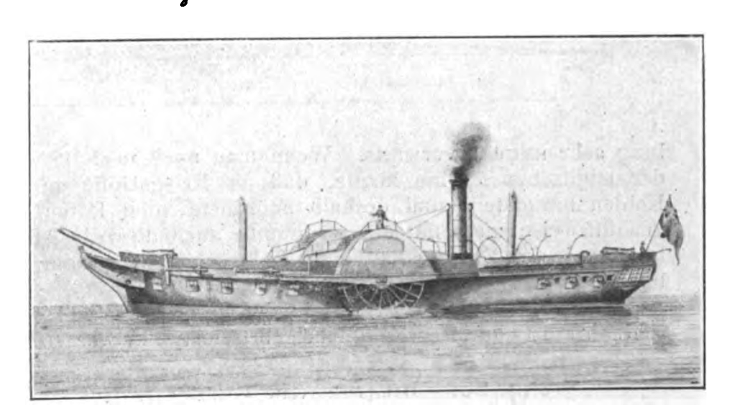
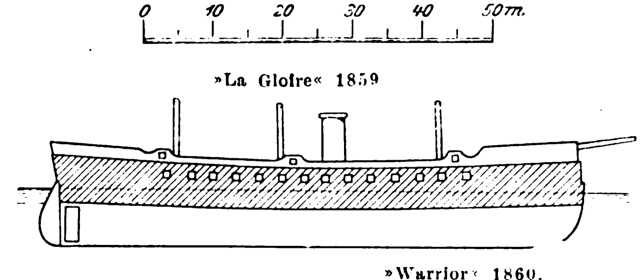


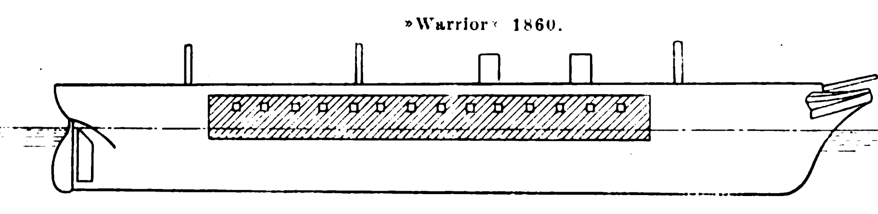
Fig. 15 bis 19.

Entwicklung der gepanzerten Linienschiffe.

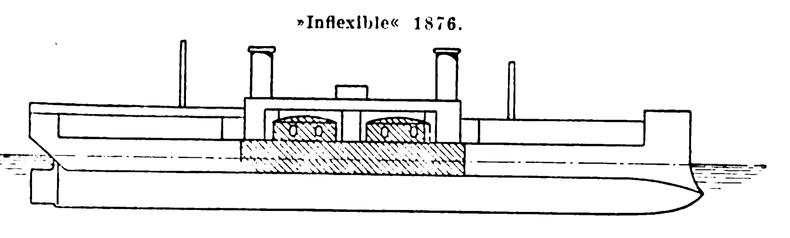
»La Gloire« 1859



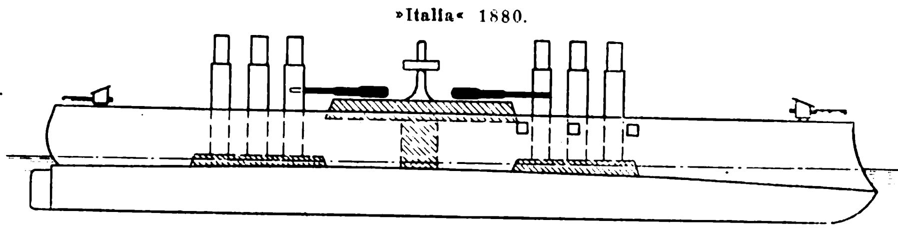
»Warrior« 1860.



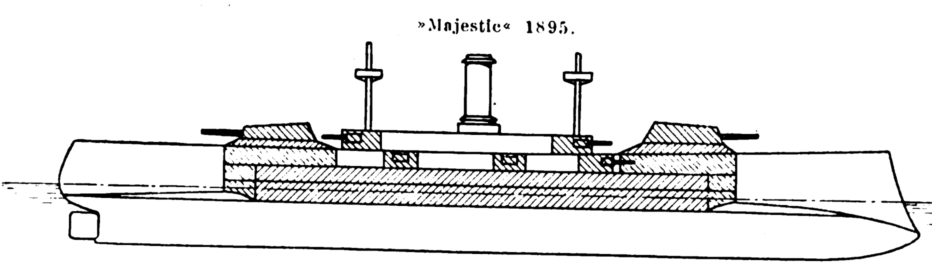
»Inflexible« 1876.



»Italia« 1880.



»Majestic« 1895.



lung sehr schnell vorwärts. Wenn man auch noch 1850 in der englischen Marine klagte, daß die Kriegschiffe zu viel Kohlen brauchten, und deshalb anordnete, den Dampf nur aushülfsweise zu benutzen, so konnte auch dies die Alleinherrschaft des Dampfes auf dem Kriegschiff nicht mehr aufhalten.

Der dritte große Abschnitt in der Geschichte der Dampfschiffahrt ist durch wesentliche Fortschritte in der Dampfmaschine gekennzeichnet. Die Oberflächenkondensation wurde in den 60er Jahren allgemein eingeführt. Sie ermöglichte es, mit dem Dampfdruck höher zu gehen, und der höhere Dampfdruck gestattete wieder, weitgehende Expansion zu benutzen. Jetzt begann sich die Verbundmaschine, wie sie Röntgen in Holland schon Ende der 20er Jahre des vorigen Jahrhunderts gebaut hatte[1]), allgemein einzuführen. Der Verbundmaschine folgte unmittelbar die Dreifach-Expansionsmaschine, die sich in den 80er Jahren Bahn brach. Die gewaltigen Fortschritte des gesamten Dampfmaschinenbaues kamen der Schiffsmaschine zunutzen. Die Leistungen stiegen außerordentlich. Bald waren Maschinen von 1000 PS, die man noch vor wenigen Jahren kopfschüttelnd als das Aeußerste betrachtet hatte, eine alltägliche Erscheinung. Die Maschinenleistungen stiegen immer mehr, und heute sind auf den großen Dampfern Maschinen bis zu 40000 PS Gesamtleistung vorhanden. Auch der neueste Fortschritt, der heute die ungeteilte Aufmerksamkeit weiter Kreise auf sich zieht, die Einführung der Dampfturbine, liegt wieder auf dem Gebiet der Kraftmaschinen.

Von größter Bedeutung für den Dampfschiffbau waren ferner die Fortschritte im Eisenhüttenwesen. Hier haben die Erfindungen von Bessemer, Thomas, Martin, Siemens, mit einem Worte: die Herstellung des Flußeisens und Flußstahles, grundlegenden Einfluß auf die weitere Entwicklung ausgeübt.

Nicht zu vergessen ist ferner die Vervollkommnung der Werkstattarbeiten. Ohne die Werkzeugmaschinen, wie sie den heutigen Maschinenfabriken und Schiffswerften zur Verfügung stehen, lassen sich die Maschinen unsrer Dampfer nicht mehr herstellen. Auch die Ausstattung der Arbeitstätten der Werften und Fabriken mit leistungsfähigen Hebezeugen hat Zeit und Geld in erheblichem Maße gespart. Desgleichen hat die Einführung des elektrischen Stromes in den Dienst der Schiffe wesentliche Fortschritte gezeitigt, die sich besonders in der Zusammenfassung der Krafterzeugung kennzeichnen. So ist der Fortschritt aus all den verschiedensten Gebieten der Technik auch dem Dampfschiff zugute gekommen. Der heutige Kriegs- und Handelsdampfer ist eine Schöpfung der gesamten Technik. Kaum einen Zweig technischer gewerblicher Tätigkeit gibt es, der nicht in irgend einer Weise bei Bau, Ausstattung und Betrieb der heutigen Dampfer beteiligt ist, und dieses organisierte Zusammenarbeiten, durch

[1]) s. Z. 1892 S. 941 u. f.

Fig. 20. Dampferkorvette »Danzig« 1851.

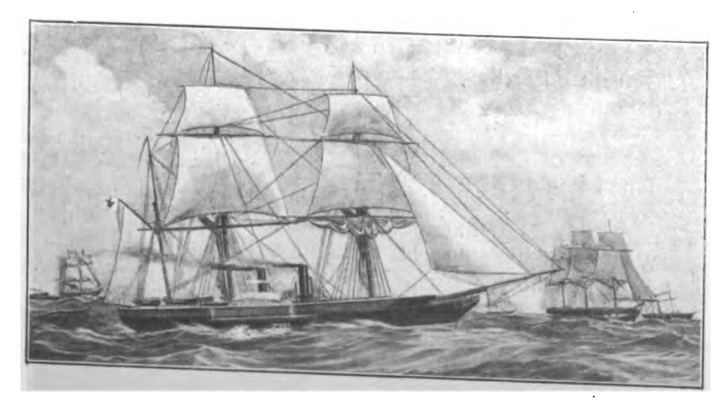
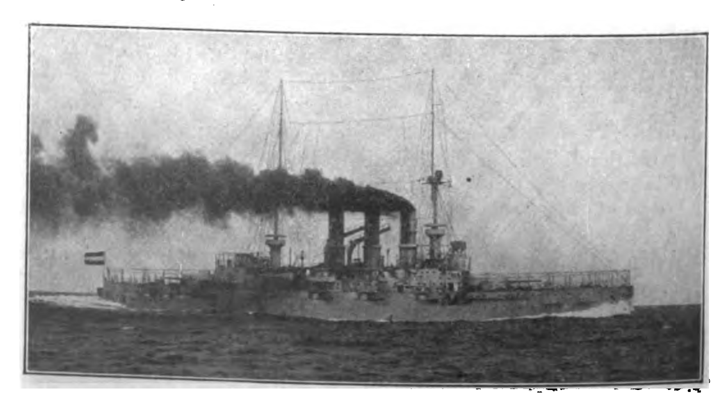
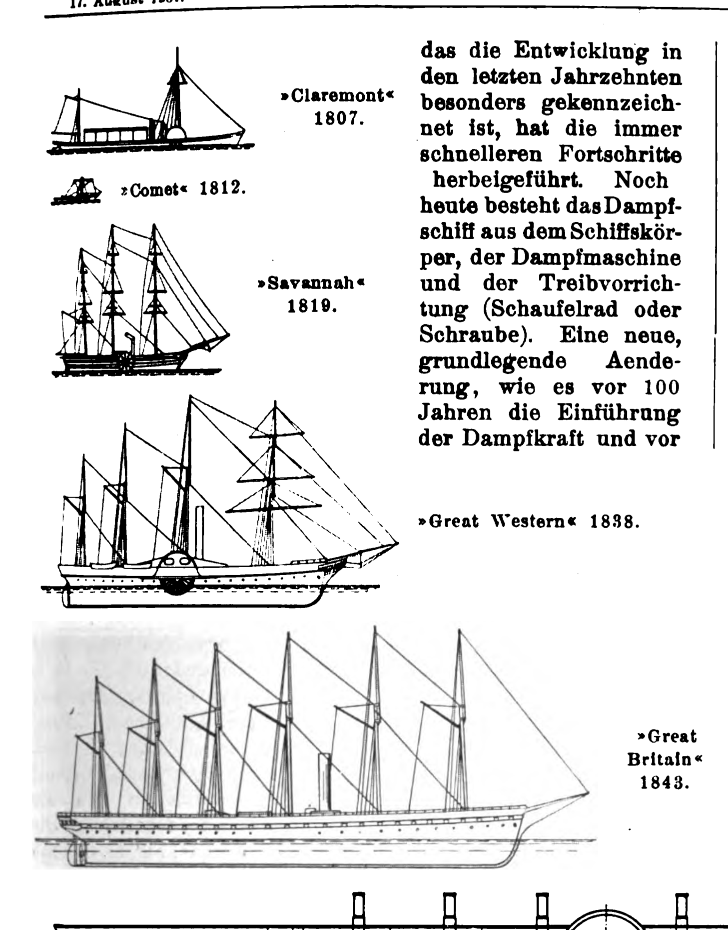


Fig. 21. Linienschiff »Deutschland« 1904.







das die Entwicklung in den letzten Jahrzehnten besonders gekennzeichnet ist, hat die immer schnelleren Fortschritte herbeigeführt. Noch heute besteht das Dampfschiff aus dem Schiffskörper, der Dampfmaschine und der Treibvorrichtung (Schaufelrad oder Schraube). Eine neue, grundlegende Aenderung, wie es vor 100 Jahren die Einführung der Dampfkraft und vor 60 bis 70 Jahren die Einführung der Schraube war, hat der Schiffbau seitdem nicht mehr zu verzeichnen, und doch: wie hat sich gerade der Verkehr auf dem Wasser infolge der Verbesserungen im Schiffswesen in dem letzten halben Jahrhundert gewandelt!

Die neueste Entwicklung des Kriegschiffes beginnt in Frankreich 1859 mit dem ersten gepanzerten Linienschiff. England und die andern Seemächte folgten bald[1]). Immer machtvoller wurden diese riesigen Zerstörungswerkzeuge, Fig. 15 bis 19. Das erste Panzerschiff hatte 5620 t Wasserverdrängung, die neuesten Riesenschiffe der englischen Flotte haben es bis auf 18000 t gebracht. Wie sehr unterscheidet sich auch äußerlich schon die Dampferkorvette »Danzig«, Fig. 20, die 1851 von J. W. Klawitter für die preußische Marine gebaut wurde, von der »Deutschland«, Fig. 21, die heute als eines der größten Schlachtschiffe des Deutschen Reiches die Meere durchfurcht (13 250 t Wasserverdrängung, 17000 PS)!

Neben den großen Panzerschiffen und Kreuzern schuf die Technik seit den 70er Jahren eine neue Waffe in den Torpedobooten. In denkbar kleinstem Raume sind hier riesige Maschinenkräfte vereint, die diese Dampfer zu den schnellsten aller Schiffe machen.

Nicht minder großartig zeigt sich die Entwicklung der Handelsdampfer. Bestimmte Bauarten haben sich auch hier durch Anpassung an bestimmte Bedürfnisse herausgebildet. Neben den verschiedenartigsten Fluß- und Küstendampfern sind auch für die Ozeanfahrt verschiedene Schiffsformen entstanden, je nachdem man mit den Schiffen vornehmlich Frachten oder Personen befördern will.

Die glänzendsten Schiffe sind für die Verbindung der alten mit der neuen Welt geschaffen worden. Deutsche Reedereien haben sich hervorragend hieran beteiligt. Der Norddeutsche Lloyd und die Hamburg-Amerika-Linie haben durch Einführung der Schnelldampfer die Ueberfahrtzeit sehr beträchtlich gekürzt und dank ihren schnellfahrenden Schiffen den Personenverkehr immer mehr an sich gezogen. Die große technische Entwicklung drückt sich

[1]) s. Johs. Rudloff, Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft, Berlin 1900, Bd. I S. 269.

»Great Eastern« 1857.

»Amerika« 1863.

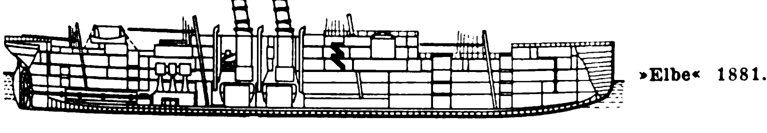


Fig. 22 bis 31.
Entwicklung der Dampfschiffe.

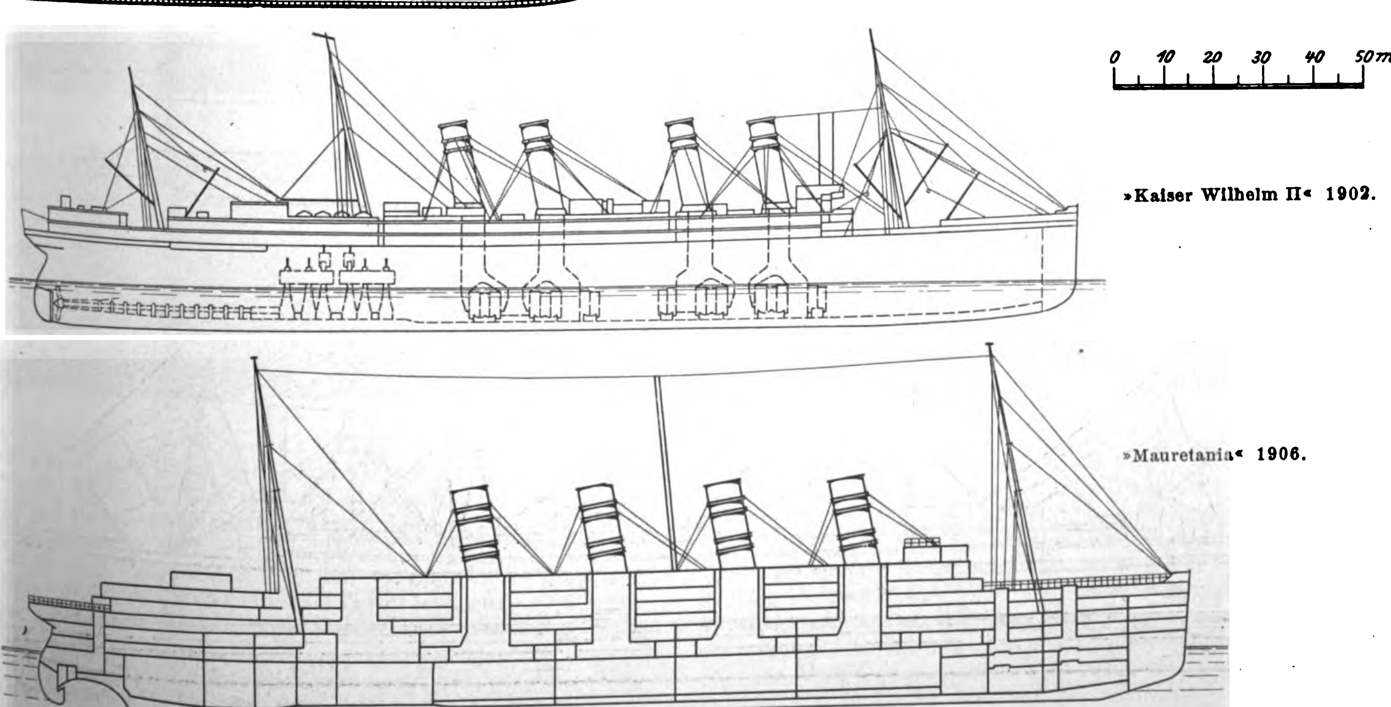
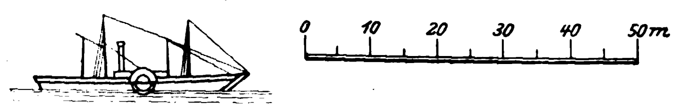


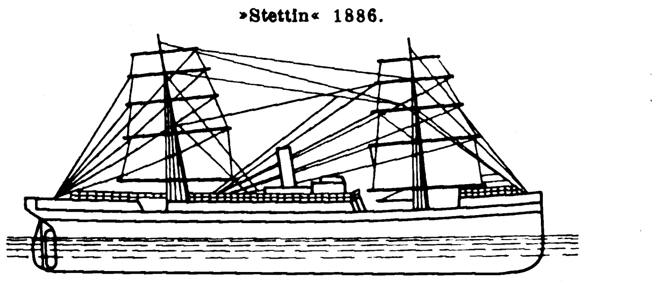
Fig. 32 bis 37.

Entwicklung des Schiffbaues im Stettiner Vulcan.

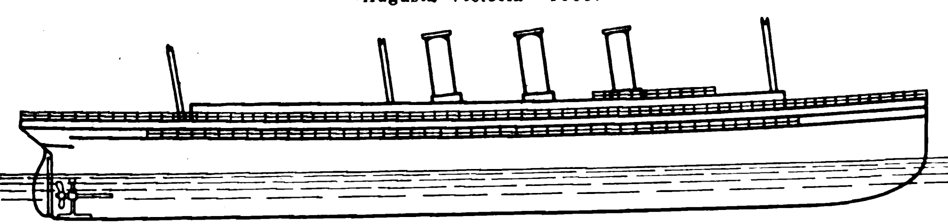
»Dievenow« 1852.



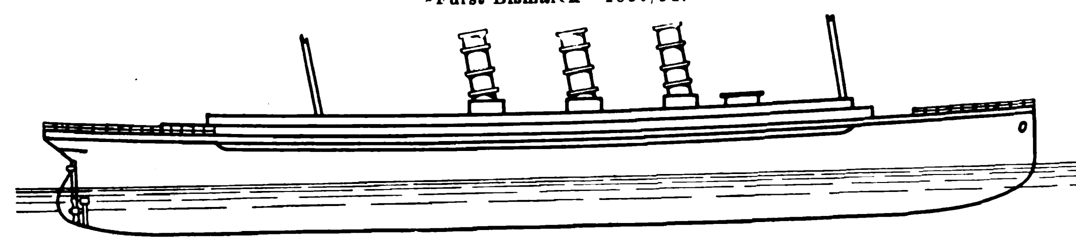
»Stettin« 1886.



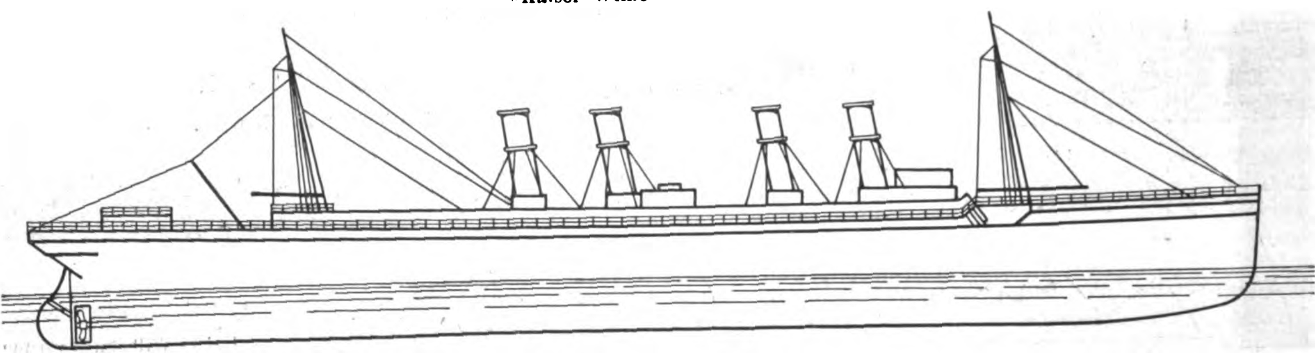
»Augusta Victoria« 1889.



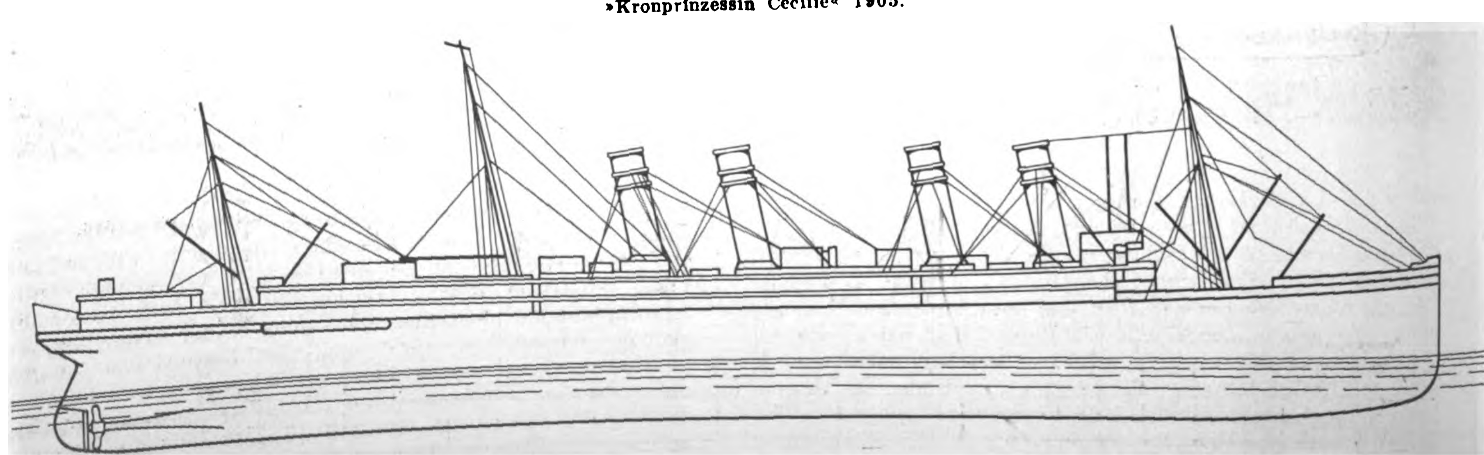
»Fürst Bismarck« 1890/91.

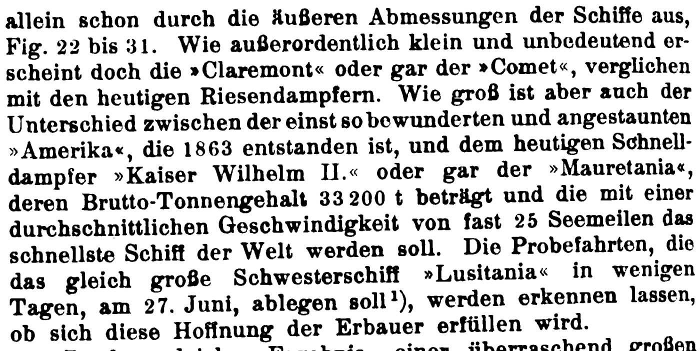


»Kaiser Wilhelm der Große« 1897.



»Kronprinzessin Cecilie« 1905.





allein schon durch die äußeren Abmessungen der Schiffe aus, Fig. 22 bis 31. Wie außerordentlich klein und unbedeutend erscheint doch die »Claremont« oder gar der »Comet«, verglichen mit den heutigen Riesendampfern. Wie groß ist aber auch der Unterschied zwischen der einst so bewunderten und angestaunten »Amerika«, die 1863 entstanden ist, und dem heutigen Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II.« oder gar der »Mauretania«, deren Brutto-Tonnengehalt 33 200 t beträgt und die mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von fast 25 Seemeilen das schnellste Schiff der Welt werden soll. Die Probefahrten, die das gleich große Schwesterschiff »Lusitania« in wenigen Tagen, am 27. Juni, ablegen soll[1]), werden erkennen lassen, ob sich diese Hoffnung der Erbauer erfüllen wird.

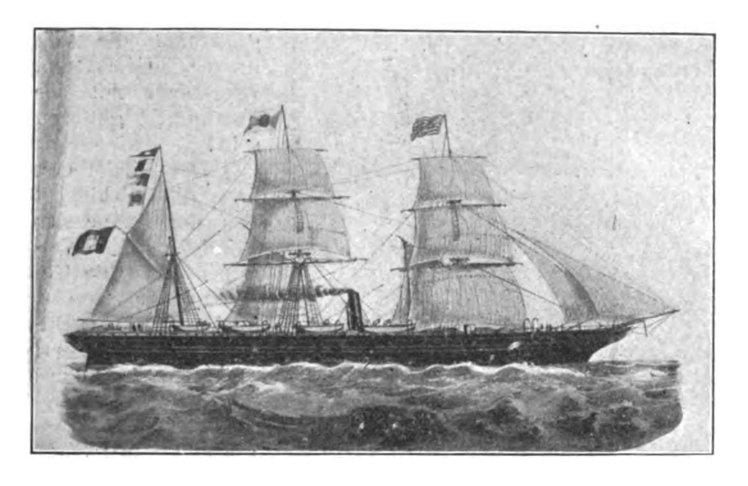
Zu dem gleichen Ergebnis, einer überraschend großen und schnellen Entwicklung, kommt man auch, wenn man die Entwicklung des Schiffbaues innerhalb einer der maßgebenden Schiffswerften verfolgt. Der Stettiner Vulcan, der in diesem Jahre sein 50jähriges Jubiläum feierte[2]), hat sich um die Entwicklung gerade der deutschen Schiffbaukunst hervorragende Verdienste erworben. Die Zusammenstellung einiger von 1886 bis 1905 erbauter, besonders bemerkenswerter Schiffe, Fig. 32 bis 37, verglichen mit dem von der Vorgängerin des Vulcan 1852 erbauten ersten kleinen Dampfer »Dievenow«, läßt ohne weiteres auch diese fünfzigjährige Entwicklung erkennen.

Die Ozeandampfer vor 50 Jahren erinnerten noch sehr an das alte Segelschiff. Die »Hammonia«, Fig. 38, ein 1855 von Caird & Co. erbauter Dampfer der Hamburg-Amerika-Linie, gehörte mit seinen 2026 Reg.-Tons Raumgehalt und seinen Maschinen von 375 PS nom. damals zu den besten und größten Schiffen. Als Vertreter der heutigen in

[1]) s. S. 1323 dieses Heftes.
[2]) s. Z. 1907 S. 235.

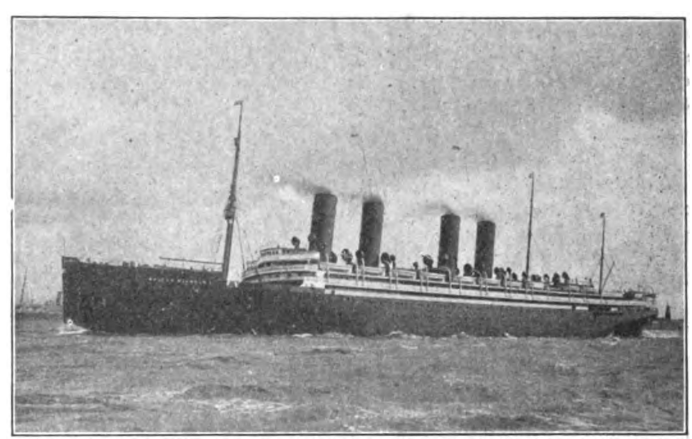
Deutschland erbauten großen Ozeandampfer möge der Schnelldampfer des Norddeutschen Lloyds »Kaiser Wilhelm II« dienen, Fig. 39. Die Geschwindigkeit ist fast auf das Doppelte gestiegen. Im Juli 1904 erreichte »Kaiser Wilhelm II« mit seinen 40000 PS eine Geschwindigkeit von 23,58 Seemeilen. Das Schiff vermag 2500 Menschen über den Ozean zu tragen. Wie mögen wohl die Schiffe aussehen, die beim 150jährigen Jubiläum der Dampfschiffahrt den neuesten Stand gegenüber diesen Schiffen zu zeigen haben werden!?

Fig. 38. »Hammonia« 1855.



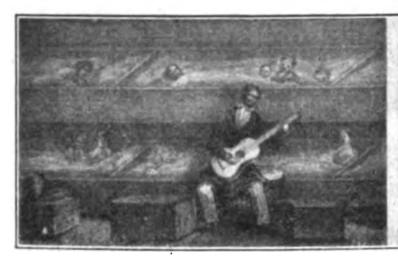
Nicht minder in die Augen fallend ist ein Vergleich der inneren Einrichtung der alten Schiffe mit den neuen. Man hat die heutigen Dampfer mit schwimmenden Palästen verglichen, und wenn man die Innenausstattung der Räume ins Auge faßt, so hat man mit diesem Vergleich nicht zu viel gesagt. Die Ansprüche der Reisenden an Bequemlichkeit sind ebenso sehr gestiegen, wie die Ansprüche an sichere und schnelle Beförderung. Wie ärmlich und bescheiden sahen die »Luxusräume« der Dampfer vor kaum 50 Jahren aus. Wie ein Segelschiff, das sich der inneren Einrichtung nach von den Dampfern der gleichen Zeit nicht unterschied, vor 50 Jahren beschaffen war, lassen Fig. 40 und 41 erkennen. Die harmlose Fröhlichkeit, die hier zum Ausdruck kommt, wird nicht immer der Wirklichkeit entsprochen haben; wissen wir doch, daß in diesen engen, schlecht beleuchteten und selten gelüfteten Räumen besonders auf stürmischen langen Fahrten ungezählte Menschenleben zugrunde gingen. Ein Vergleich zwischen den Rauchsalons der der Hamburg-Amerika-Linie gehörigen alten »Deutschland«, Fig. 42, vom Jahr 1847 und der neuen »Deutschland« vom Jahr 1900, Fig. 43, macht es überflüssig, den großen Unterschied noch durch Worte weiter zu schildern. Die Speisesäle der neuesten Schiffe, die uns mit ihrer großen Höhe vergessen machen, daß nirgends in der Welt der Raum so teuer ist wie auf einem Schiff, elegante Kaffees, Restaurants und Wintergärten können, was künstlerische Innenausstattung anbelangt, den Vergleich mit den elegantesten Wohnräumen zu Lande sehr gut aushalten.

Fig. 39. »Kaiser Wilhelm II« 1903.



Die in großen Zügen geschilderte technische Entwicklung des Dampfschiffes hat die wirtschaftliche Bedeutung der Dampfmaschine in früher ungeahnter Weise gesteigert. Das riesige Wachstum der Handelsflotte gibt einen Maßstab hierfür. England ist allen andern Staaten auch hierin noch weit voran. 1906 betrug der Bruttoraumgehalt der englischen Handelsflotte an Dampfern rd. 15 Mill. Reg.-Tons, der der deutschen Flotte 3,4 Mill. Reg.-Tons. Der Brutto-Tonnengehalt der ganzen Welthandelsflotte wird heute auf rd. 31,7 Mill. Reg.-Tons angegeben. Ist Deutschland demnach, wie es sich aus der geschichtlichen Entwicklung auch naturgemäß ergibt, noch weit hinter England zurück, so zeigt doch gerade die Entwicklung der deutschen Reedereien in der letzten Zeit die größten Fortschritte. Setzt man den Bestand von 1894/95 gleich 100, so hat sich in den zehn Jahren von 1895 bis 1906 die englische Dampferflotte auf 159, die französische auf 145, die der Vereinigten Staaten auf 203, die Weltdampferflotte auf 191, die deutsche aber auf 292 vermehrt. Der Wert der

Fig. 40 und 41. Innere Einrichtung eines Segelschiffes um 1850.








deutschen Handelsflotte ist in den zehn Jahren von 1895 bis 1905 auf das $2^1/_2$fache angewachsen; er stieg von 327 auf 810 Mill. *M*. In der Hamburg-Amerika-Linie und im Norddeutschen Lloyd besitzt Deutschland die beiden größten und leistungsfähigsten Gesellschaften der Welt, die zugleich über die schnellsten Schiffe verfügen.

Ein Blick auf die Weltverkehrskarte zeigt, wie dichtmaschig das Netz der Dampferlinien heute die Weltmeere überspannt; fast alle Teile der bewohnten Erdoberfläche sind in dieses riesige Verkehrsnetz einbezogen. Die großen Flußgebiete werden von ausgedehnten Dampferflotten befahren, der Rhein allein im Jahre 1905 von 1230 Dampfschiffen. Das Dampfschiff hat zusammen mit der Eisenbahn die Entfernungen verkürzt, Länder und Menschen nahe aneinander gerückt. Die deutschen Kolonien in Afrika sind heute vom Mutterlande nicht weiter entfernt, als es vor 100 Jahren die Grenzgebiete der preußischen Monarchie waren. Von Köln nach Königsberg über Berlin brauchte man damals etwa genau dieselbe Zeit wie heute von Hamburg nach Swakopmund, und für die damals auf das höchste anstrengende und mühselige Wagenfahrt mußte man, ohne den verschiedenen Wert des Geldes zu berücksichtigen, etwa ebenso viel aufwenden wie heute für eine Fahrt nach Südwestafrika in der ersten Kajüte. Wie groß muß die Welt unsrer Großeltern, verglichen mit der unsrigen, gewesen sein!

Der Dampf erst hat die Schiffahrt von der Laune des Windes und Wetters erlöst. Die Gefahren der Seereise sind auf ein geringes Maß vermindert worden. Als eines der gewaltigsten Mittel unsrer Kultur durchfährt heute das Dampfschiff die Meere. Nirgendwo anders läßt sich auf kleinstem Raume zusammengedrängt die Leistungsfähigkeit und Vielseitigkeit unsrer Technik in gleicher Weise studieren. Anerkennung und Bewunderung haben wir all den tausenden Ingenieuren und Unternehmern aller Kulturländer zu zollen für das, was sie in hundertjähriger ausdauernder Arbeit der ganzen Menschheit zu Nutz geschaffen haben. Das Dampfschiff erst hat das alte stolze Hansawort zur Wahrheit werden lassen:

»Mein Feld die Welt«.

Fig. 42. Rauchsalon der »Deutschland« 1847.

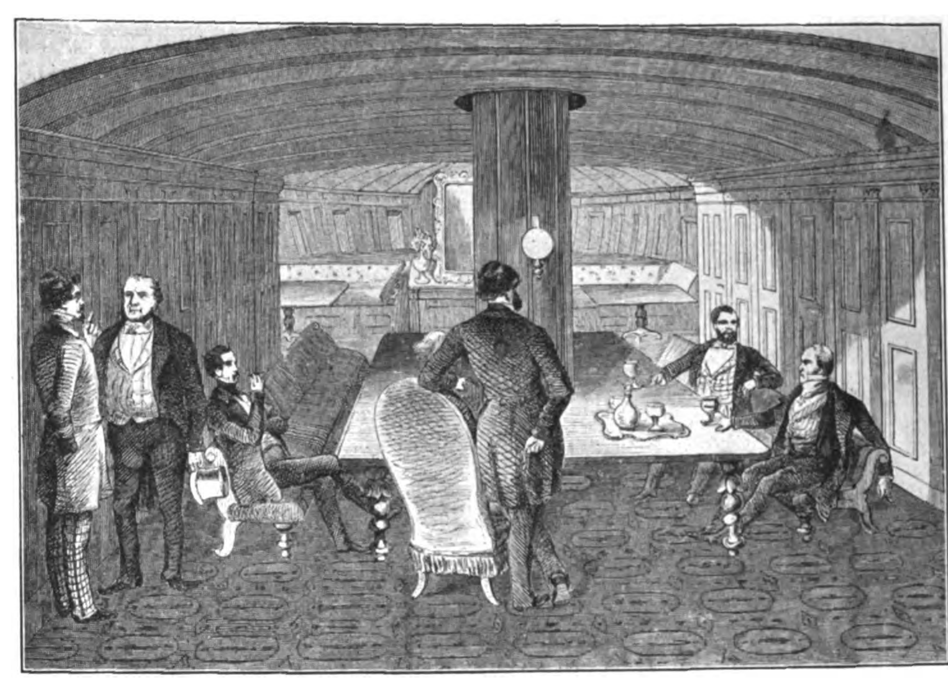
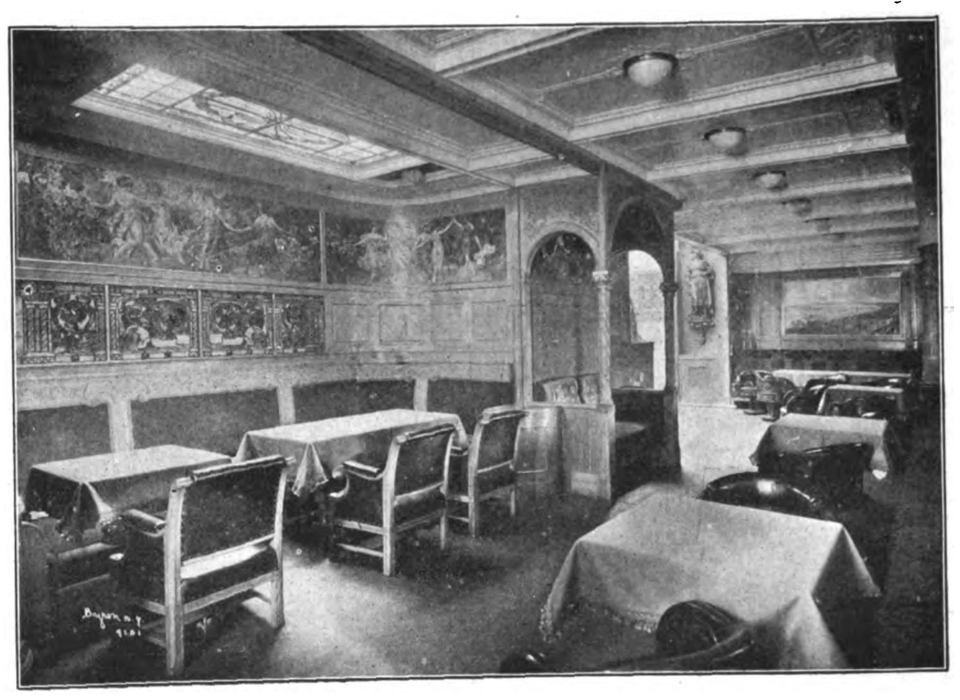


Fig. 43. Rauchsalon der Deutschland« 1900.



Kreiselgebläse für hohen Druck.

Von Dr.-Ing. **A. Rateau**, Professor an der Bergakademie, Paris.

Um Luft oder irgend ein Gas auf einigermaßen hohen Druck zu verdichten, hat man bisher nur Kolbenkompressoren angewendet; Kreiselgebläse wurden nur für Drücke bis zu 1 m Wassersäule benutzt. Aber seit dem Erscheinen der Dampfturbine und der Konstruktion von Dynamomaschinen mit hoher Umlaufgeschwindigkeit ist es auch möglich geworden, Kreiselgebläse für hohe Drücke zu verwenden.

Nachdem ich mich seit längerer Zeit mit den Eigenschaften der Kreiselgebläse beschäftigt hatte, ging ich vor einigen Jahren daran, zu untersuchen, was man mit diesen Maschinen im besten Fall erreichen könne. Aus den weiter unten angegebenen Versuchsergebnissen ist ersichtlich, daß man mit ihnen viel weiter gehen kann, als bisher angenommen wurde. Nach diesen Ergebnissen erscheinen die umlaufenden Maschinen in bezug auf den Wirkungsgrad den Kolbenmaschinen gleichwertig; ja für bestimmte Fälle sind sie ihnen sogar vorzuziehen, ähnlich, wie man seit einigen Jahren den Dampfturbinen für bestimmte Zwecke vor den Kolbendampfmaschinen den Vorzug gibt.

Die erste Versuchsmaschine wurde im Jahr 1899 nach meinen Angaben in den Werkstätten von Sautter, Harlé & Cie. in Paris gebaut und im folgenden Jahr einer Untersuchung

unterzogen. Beschreibung und Zeichnung dieser Maschine finden sich in meinem 1900 auf dem Congrès International de Mécanique appliquée erstatteten »Bericht über die Dampfturbinen«. Infolge der eigenartigen Konstruktion des Kreiselrades ist es möglich, 250 m/sk Umfangsgeschwindigkeit zu erreichen und sogar zu überschreiten. Die Versuche mit dieser Maschine und ihre Ergebnisse habe ich bereits veröffentlicht [1]). Ich werde sie kurz hier noch einmal anführen.

1) Versuchsgebläse vom Jahre 1900.

Diese Maschine wurde von einer Dampfturbine angetrieben. Das Kreiselrad hatte 250 mm Dmr. Die nur mit einem Schaufelrade versehene Dampfturbine arbeitete mit Auspuff. In der nachstehenden Zahlentafel sind einige der erzielten Ergebnisse zusammengestellt.

Nr. des Versuches		1	2	3
Dampfdruck beim Eintritt in die Turbine	at abs.	9,3	10,4	10,9
Uml./min		20 200	20 200	20 200
erzielter Luftdruck	m Wassersäule	5,80	5,70	5,50
Menge der angesaugten Luft	cbm/sk	0,551	0,656	0,755
Nutzarbeit bei adiabatischer Kompression	PS	34,75	40,72	45,55
theoretische Arbeit des Dampfes	»	130	132	162
Gesamtwirkungsgrad von Gebläse und Turbine	vH	26,7	30,7	28,1

Der Gesamtwirkungsgrad in der letzten Reihe der Zusammenstellung ist das Verhältnis der bei adiabatischer Kompression zum Verdichten der Luft geleisteten Arbeit zur Arbeit, welche theoretisch im ausströmenden Dampf verfügbar ist; es sind daher alle Verluste im Gebläse und in der Dampfturbine darin eingeschlossen. Der Wert von 30,7 vH ist bereits recht günstig; wir werden indes noch zu besseren Werten gelangen. Man achte auf den sehr hohen Druck von nahezu 6 m Wassersäule, der mit dem Gebläse erreicht wurde. Bei einem günstigen Wirkungsgrad konnten also Drücke von mindestens 1,5 at erzielt werden, obwohl nur ein Kreiselrad verwendet wurde.

Es sei darauf hingewiesen, daß der Gebläsedruck immer dem spezifischen Gewicht des Gases, das hindurchströmt, proportional ist. Wenn man daher an Stelle von atmosphärischer Luft Luft von höherem Druck oder Gase von größerer Dichte, z. B. Kohlensäure oder schweflige Säure, verdichtet, kann man noch größere Drücke erhalten oder die Umfangsgeschwindigkeit niedriger halten. Diese Maschinen können daher vorteilhaft in vielen Zweigen der Industrie, z. B. in Zuckerfabriken, chemischen Fabriken, Brauereien usw., wo man derartige Gase gebraucht, verwendet werden.

Seit den ersten Versuchen sind zahlreiche Gebläse dieser Bauart, angetrieben durch Dampfturbinen oder Elektromotoren, dem Betrieb übergeben worden oder im Bau begriffen. Die bemerkenswertesten seien hier erwähnt.

2) Turbogebläse der Zuckerraffinerie Say in Pont d'Ardres 1904.

Das durch eine Dampfturbine angetriebene Gebläse saugt die mit Kohlensäure gesättigte Luft aus den Aetzkalkbehältern an und drückt sie in die Kohlensäureapparate.

Vorgeschriebene Größen:

Menge des stündlich abgesaugten Gases	9000 cbm
Unterdruck beim Ansaugen	0,50 m W.-S.
Druck beim Austritt	3,50 » »
Gesamtdruck	4 » »

Ergebnisse der Versuche:

Uml./min	9120
Menge des angesaugten Gases	8700 cbm/st
Gesamtdruck	4,075 m W.-S.
Dampfdruck beim Eintritt in die Turbine	7 at abs.
» » Austritt aus der »	1,7 » »
Dampfverbrauch	3600 kg/st
Nutzleistung in verdichtetem Gas	113,5 PS_e
Dampfverbrauch für 1 PS_e-st	31,7 kg
Gesamtwirkungsgrad	34,7 vH

Bei der Anlage wird der aus den Kesseln kommende Dampf im ersten Verdampfer für die Zuckersäfte verwendet; daher beträgt die Austrittspannung aus der Turbine 1,7 at.

Eine ähnliche Anlage, aber von viel kleineren Abmessungen, wurde im Jahre 1902 in der Zuckerfabrik von Nassandres aufgestellt. In diesen beiden Anlagen fanden die Hochdruckkreiselgebläse zum ersten Mal ihre praktische Anwendung. Ein andres Hochdruckkreiselgebläse ist seit 1903 auf einem Schiff der englischen Kriegsmarine aufgestellt.

3) Turbogebläse im Stahlwerk von Commentry 1903.

Ein Turbogebläse derselben Bauart wurde im Jahre 1903 auf dem Stahlwerk von Commentry als Hochofengebläse aufgestellt. Wenn es sich auch heute nicht mehr im Betrieb befindet, da der zugehörige Hochofen abgebrochen ist, möchte ich dennoch auf die Versuchsergebnisse dieser Anlage, die mit großer Sorgfalt zusammengestellt sind, näher eingehen. Auf parallelen Wellen waren hier 2 gleiche Gebläse angeordnet, deren jedes durch eine einrädrige Dampfturbine angetrieben wurde, und zwar derart, daß der Dampf, der in der ersten Turbine seine Arbeit verrichtet hatte, in die zweite strömte. Die Gebläse saugten beide Außenluft an und drückten sie in dieselbe Leitung. Bei 14500 Uml./min wurden 540 cbm/min angesaugt und auf 25 cm Quecksilberdruck (3,4 m Wassersäule) verdichtet. Der Dampfdruck betrug 7,5 at, die Luftleere im Kondensator nur 51 cm Quecksilbersäule. Unter diesen Verhältnissen wurden 13,9 kg/st Dampf verbraucht, was einem Gesamtwirkungsgrad von 37,[illegible] vH entspricht.

Weiter unten sind die Versuchsergebnisse und das Versuchsverfahren beschrieben.

4) Turbogebläse auf dem Hüttenwerk Rothe Erde.

Ein Turbogebläse von bedeutend größeren Abmessungen ist in den Werkstätten von Brown, Boveri & Co. in Baden für das Stahlwerk Rothe Erde bei Aachen gebaut worden. Diese zurzeit in Betrieb befindliche Maschine [1]) bedient einen Kuppelofen und fördert bei 2500 Uml./min 20 cbm/sk gegen 2 bis 3 m Wassersäule. Bei den auf dem Versuchstand im März vorgenommenen Versuchen wurde ein Druck von 4 m Wassersäule erreicht.

Gebläse mit mehreren Kreiselrädern.

Die Gebläse mit einem Kreiselrad sind nur zu gebrauchen, wenn es sich um hohe Leistungen handelt und die Umlaufgeschwindigkeit groß ist. Das Material des Kreiselrades und die Abhängigkeit von der Umlaufgeschwindigkeit des Antriebmotors schreiben hier bestimmte Grenzen vor. Wenn man jedoch mehrere Kreiselräder hintereinander schaltet, ähnlich wie bei Kreiselpumpen für hohen Druck, kann man beliebig hohe Drücke erzielen. Derartige Gebläse können daher für Bessemerbirnen und selbst als Kompressoren für Bergwerke verwendet werden. Zurzeit ist eine große Anzahl derartiger Gebläse im Bau, wovon hier einige angeführt seien.

1) Turbogebläse der Zuckerfabrik von Meaux 1905.

In der Zuckerfabrik von Meaux ist ein derartiges Turbogebläse (gebaut von Sautter, Harlé & Cie.), angetrieben von einer mehrkränzigen, unmittelbar damit gekuppelten Dampfturbine, aufgestellt. Das Gebläse hat 5 auf derselben Welle sitzende Kreiselräder. Bei 4500 Uml./min werden 725 ltr/sk angesaugt. Der Druck beim Austritt beträgt 4 m Wassersäule.

---

[1]) Bulletin de la Société de l'Industrie minérale, 1. Band 1902, Ventilateurs et pompes centrifuges pour hautes pressions.

[1]) Wir werden darüber demnächst einen ausführlichen Bericht veröffentlichen. Die Red.

2) Turbogebläse der Bergwerke von Béthune 1906.

Das in den Gruben von Béthune aufgestellte Turbogebläse ist in doppelter Beziehung bemerkenswert: da es die Luft auf 6 und selbst 7 at verdichtet, und weil dafür der Abdampf aus der Fördermaschine benutzt wird. Die seit Mai 1906 in regelmäßigem Betriebe befindliche Anlage besteht aus vier vielzelligen Zylindern, die die Luft nacheinander durchstreicht. Die Zylinder sind zu je zweien auf zwei parallel liegenden Wellen angeordnet, deren jede von einer Niederdruckturbine angetrieben wird. Außerdem ist noch eine Hochdruckturbine mit einer der Wellen gekuppelt, die für gewöhnlich jedoch nicht zum Betriebe benutzt wird, sondern nur dann in Tätigkeit tritt, wenn kein Niederdruckdampf vorhanden ist; in diesem Falle wird durch eine selbsttätige Vorrichtung die Verbindung zwischen der Frischdampfleitung von den Kesseln und der Hochdruckturbine hergestellt. Der in dieser ausgenutzte Dampf tritt dann in die Niederdruckturbinen. Eine andre selbsttätige Vorrichtung verteilt die Belastung gleichmäßig auf beide Wellen.

Zwischen den einzelnen Kreiselrädern sind Kammern angeordnet, in die durch eine kleine von der Welle angetriebene Umlaufpumpe Kühlwasser gedrückt wird, um die Temperatur der durch die Verdichtung erhitzten Luft herabzumindern. Fig. 1 gibt eine Ansicht der im Maschinenhause des Schachtes Nr. 9 in Béthune aufgestellten Maschine.

Mit diesem Kreiselgebläse sind zahlreiche Versuche in den Werkstätten der Firma Sautter, Harlé & Cie. angestellt worden. Bei 5000 Uml./min betrug die Menge der angesaugten Luft 900 ltr/sk, der Ueberdruck beim Austritt 7,13 at; es ist dies der höchste bisher mit Kreiselgebläsen erreichte Druck. Die bei dieser Leistung theoretisch nötige Arbeit entspricht für isothermische Kompression 252 PS. Die drei ersten Zylinder erreichten einen Wirkungsgrad von 70 vH, der vierte etwas weniger. Bei den neueren Konstruktionen


Fig. 1. Turbogebläse in Béthune.

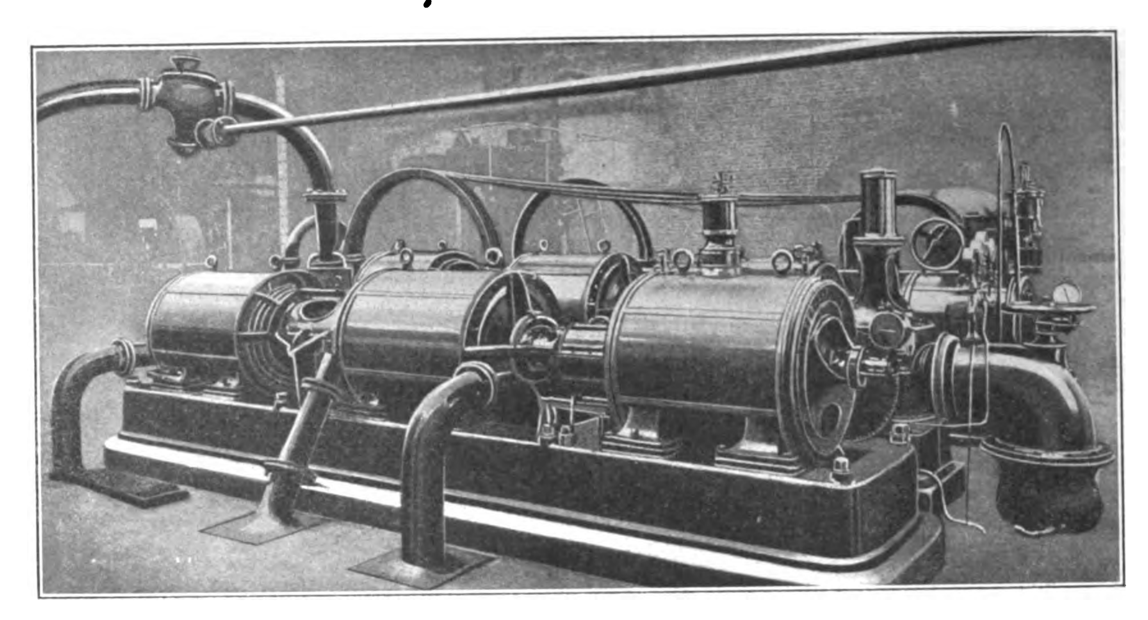
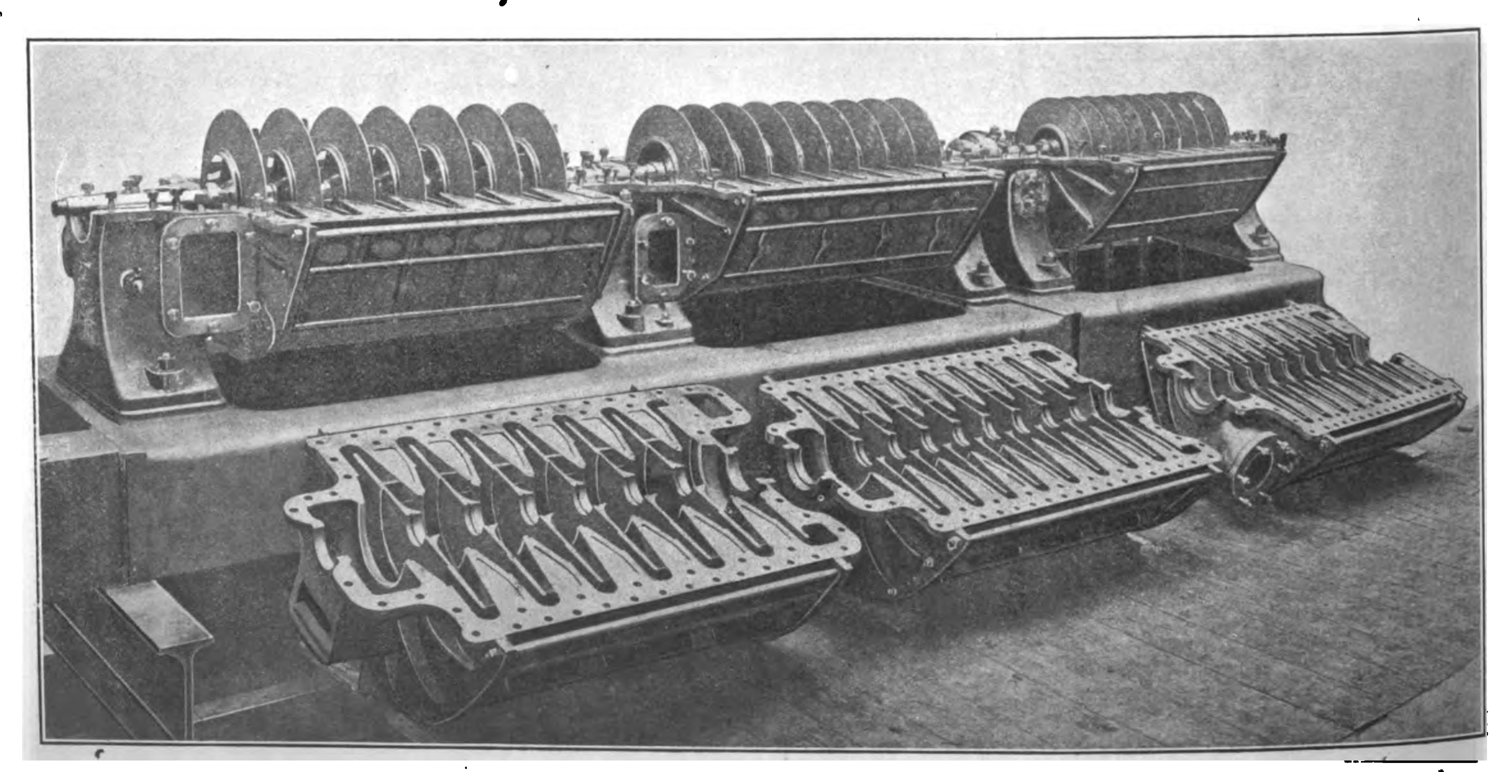


Fig. 2. Turbogebläse der Société des Turbo-moteurs.



wird indessen der Wirkungsgrad des letzten Zylinders ebenso hoch sein wie bei den andern.

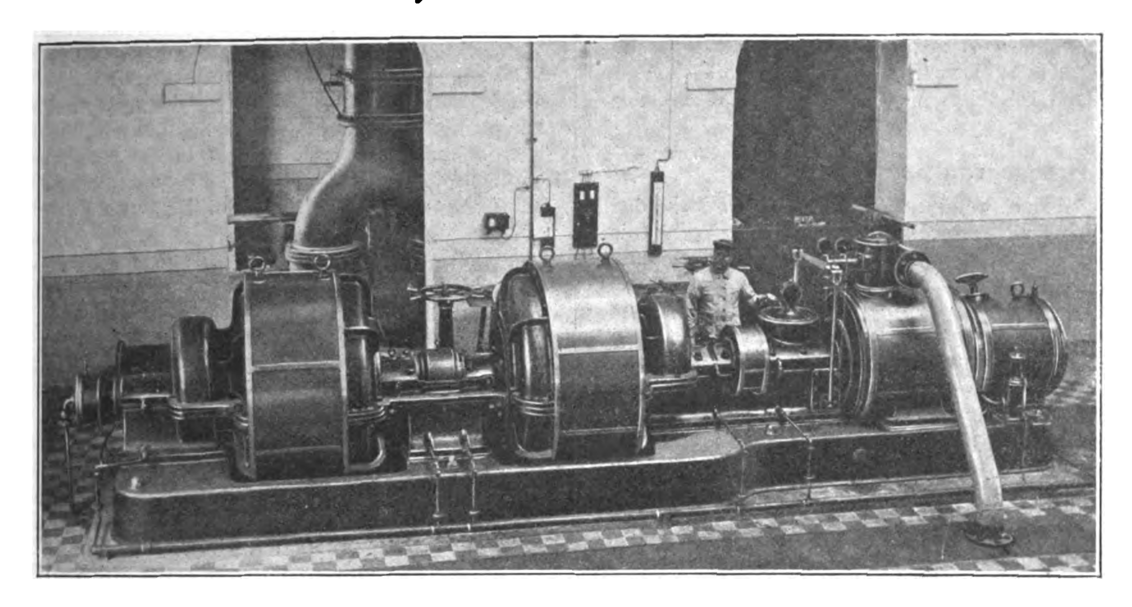
3) Turbogebläse der Société des Turbo-moteurs.

In den Werkstätten der Firma Brown, Boveri & Cie. in Baden, welche die Lizenz für meine Patente besitzt, wurde im Jahre 1906 noch ein größeres Turbogebläse gebaut, das durch eine Benzinturbine, Bauart Armengaud-Lemâle, der Société des Turbo-moteurs angetrieben wird[1]). Es hat drei Kreiselrädergruppen auf einer Welle. Die Luft wird während des Verdichtens durch Wasserumlauf um die Gebläsekörper abgekühlt. Das Kreiselgebläse kann bei 4000 Uml./min 1100 ltr/sk auf ,5 at verdichten. Fig. 2 zeigt die Maschine geöffnet.

fällt in das Jahr 1898; heute, wo der Bau dieser Kreiselpumpen eine große Ausdehnung angenommen hat, sei es mir erlaubt, ihre erste Ausführung in der jetzt üblichen Form als mein Eigentum in Anspruch zu nehmen. Meines Erachtens besteht kein grundsätzlicher Unterschied zwischen den vielzelligen Kreiselpumpen, die man heute unter verschiedenen Namen baut, und der Ausführung, die ich in meinem Patentanspruch und in der vorstehend erwähnten Mitteilung vom Jahre 1902 beschrieben habe.

Fig. 4 zeigt einen Längsschnitt durch ein Gebläse mit mehreren Kreiselrädern, und zwar mit Wasserkühlung in den Zellenzwischenräumen. Die Kreiselräder sind aus Stahl hergestellt. Man achte besonders auf die Diffuser, deren Querschnitte sich als U-förmige Kanäle, welche die Zwischenkammern einfassen, darstellen. In den Teil der U-Form, der das Gas der Mitte zuführt, werden feste Flügel eingesetzt; mitunter auch, wenn das erzeugte Geräusch nicht in Frage kommt, in den zentrifugal wirkenden Zweig. Diese U-förmigen Diffuser ermöglichen es, mit den Kreiselgebläsen die hohen, weiter unten angeführten Wirkungsgrade zu erreichen.


Fig. 3. Turbogebläse in Chasse.



4) Turbogebläse der Hochofenanlage in Chasse (Isère).

Seit März d. J. befindet sich bei den Hochöfen in Chasse ein von Sautter, Harlé & Cie. gebautes Turbogebläse im Betrieb, das 7,2 cbm/sk auf einen Druck von 30 cm Quecksilbersäule verdichtet. Daneben soll die Maschine auch imstande sein, bei Störungen im Hochofenbetrieb 4 cbm/sk mit 60 cm Quecksilbersäule zu liefern. Um diesen Bedingungen zu entsprechen, hat man zwei gleiche Gebläse angeordnet, die zusammen oder einzeln betrieben werden können. Die Geschwindigkeit beträgt etwa 3000 Uml./min.

Die Maschine ist mit einer Vorrichtung versehen, welche die Gleichmäßigkeit der Windmenge sichert, und gestattet, sie dem Betriebe des Hochofens anzupassen. Fig. 3 zeigt das Gebläse im Maschinenhause des Werkes in Chasse.

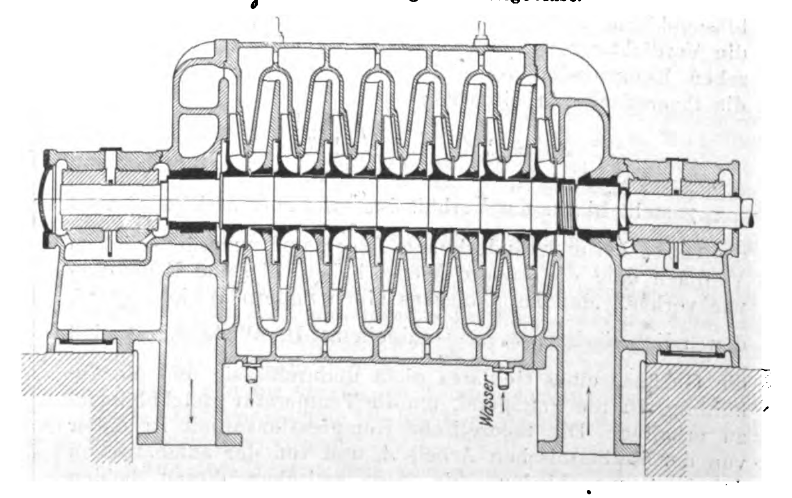
Eine große Anzahl ähnlicher Maschinen sind bei Brown, Boveri & Cie. in Baden, in den Ateliers électriques de Charleroi und bei der Gutehoffnungshütte, Rheinland, im Bau. Die letztgenannte Firma baut mehrere Kreiselgebläse bis 2000 PS, die von Elektromotoren angetrieben werden. Von etwa 10 Turbogebläsen, die Brown, Boveri & Cie. in Auftrag haben, soll eines 1500 PS leisten und die Luft auf 8 kg/qcm verdichten.

Schließlich seien noch verschiedene für Bessemerbirnen entworfene Gebläse erwähnt, von denen einige rd. 4000 PS leisten sollen.

Beschreibung der Konstruktion.

Die mehrzelligen Kreiselgebläse gleichen in ihrer Bauart genau den Kreiselpumpen, die bereits in meiner Abhandlung vom Jahre 1902: »Ventilateurs et pompes centrifuges pour hautes pressions«[2]), beschrieben sind. Ihre erste Ausführung

Fig. 4. Mehrzelliges Kreiselgebläse.



Um zu verhindern, daß Luft nach außen austritt, ist das Endlager vollständig eingeschlossen.

Ein wichtiger Gesichtspunkt bei diesen Gebläsen, welche die Luft mindestens auf das Doppelte der Eintrittspannung verdichten sollen, ist die Luftkühlung. Bei dem ersten Gebläse im Schacht Nr. 9 zu Béthune hat man hierfür Kühlvorrichtungen von ähnlicher Bauart wie Oberflächenkondensatoren zwischen die einzelnen Druckstufen eingeschaltet;

[1]) s. Z. 1907 S. 35.

[2]) Bulletin de la Société de l'Industrie minérale, St. Etienne, 1. Lieferung 1902.



indessen ist diese Lösung der Aufgabe ziemlich kostspielig.

Nach einem Vorschlag von H. René Armengaud habe ich bei der von Brown, Boveri & Cie. für die Société des Turbo-moteurs gebauten Maschine das Gebläsegehäuse gekühlt. Diese verhältnismäßig sehr wirksame Anordnung ist aus Fig. 4 ersichtlich. Bei den neueren Gebläsen geht man noch weiter. Das Kühlwasser wird in die zu diesem Zweck hohl gebauten Zwischenwände der Kreisel und sogar in die Diffuserschaufeln eingeführt; hierdurch wird die Kühlfläche bedeutend vergrößert, und es steht zu hoffen, daß man sich damit der isothermischen Kompression mehr nähern wird, als es bei den Kolbenkompressoren möglich ist.

Darin liegt einer der großen Vorteile der Turbo-Kreiselgebläse.

Um eine noch größere Abkühlung der Luft zu erhalten, könnte man auch Wasser in das Innere des Gehäuses einspritzen, wie es früher bei den Kolbengebläsen geschah; aber dieses Verfahren scheint mir bei den Kreiselgebläsen noch weniger empfehlenswert zu sein, denn das mitgerissene Wasser würde viel Kraft verzehren und außerdem in Verbindung mit der Luft schnelles Verrosten der Stahlteile herbeiführen.

Wirkungsgrad der Gebläse.

Vom wirtschaftlichen Standpunkt aus wird eine Maschine nach ihrem Wirkungsgrade beurteilt, d. h. nach dem Verhältnis der wirklich geleisteten Arbeit zur gesamten eingeleiteten Arbeit. Bei den Kompressoren ist die letztere leicht genau festzustellen, denn es ist die vom Antriebmotor auf die Welle übertragene Kraft. Die geleistete Arbeit dagegen kann man von verschiedenen Gesichtspunkten aus betrachten; es möge daher, um Mißverständnissen vorzubeugen, genau dargelegt werden, was darunter verstanden werden soll.

Wenn das Gas genau nach dem isothermischen Gesetz komprimiert würde, wohin man gewöhnlich strebt, ergäbe sich die theoretisch notwendige Arbeit aus der Gleichung

$$A_i = P_0\, Q_0 \log \frac{P_1}{P_0} \text{ kgm/sk} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Hierin bedeutet P_0 die Anfangsspannung, P_1 die Verdichtungsspannung in kg/qcm, Q_0 die Menge des in einer Sekunde angesaugten Gases. Wenn A_m die an der Welle geleistete Arbeit in kgm/sk bedeutet, muß der Wirkungsgrad, den wir den isothermischen nennen,

$$\eta_i = \frac{A_i}{A_m}$$

sein. Aber meistens ist der Verdichtungsvorgang ein anderer. Das Gas wird beim Zusammenpressen trotz der mehr oder minder vorhandenen Kühlvorrichtung erhitzt. Wenn das Gebläsegehäuse vollkommen wärmeundurchlässig wäre, würde die Verdichtung theoretisch nach dem Gesetz der adiabatischen Kompression vor sich gehen, und der Ausdruck für die theoretische Arbeit wäre:

$$A_a = P_0\, Q_0 \frac{\gamma}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right].$$

γ stellt hierin das Verhältnis $\frac{c_p}{c_v}$ der spezifischen Wärmen des Gases bei unveränderlichem Druck und unveränderlichem Volumen dar; die andern Werte haben dieselbe Bedeutung wie vorher. Man kann hieraus einen andern Wirkungsgrad, den adiabatischen, $\eta_a = \frac{A_a}{A_m}$ ableiten. In Wirklichkeit sind die Gehäuse eines Gebläses nicht undurchlässig und die Abkühlung ist nie genügend, um die Temperatur gleichbleibend zu erhalten. Die theoretische Kompressionsarbeit ist daher von der isothermischen Arbeit A_i und von der adiabatischen Arbeit A_a verschieden. Sie liegt zwischen diesen beiden Werten, wenn die Kühlung genügend ist; sie kann höher als A_a sein, wenn der Kompressor nicht gekühlt wird.

Wenn nun t_0 die Anfangstemperatur, t die Endtemperatur, t_a die theoretische Endtemperatur bei adiabatischer Kompression ist, so berechnet sich t_a aus der gewöhnlichen Gleichung:

$$\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{273 + t_a}{273 + t_0}.$$

Wenn man nun $\lambda = \frac{t - t_0}{t_a - t_0}$ setzt, so ist die theoretische Arbeit zur Erzeugung eines Druckes mit der Temperaturerhöhung, die das Gas bei der Kompression annimmt:

$$A = A_i + \lambda\,(A_a - A_i).$$

Hieraus kann man einen neuen Wirkungsgrad ableiten, der hier »mechanischer Wirkungsgrad der wirklichen Kompression« genannt sei. Es ist dies das Verhältnis der zur erzielten Kompression des Gases geleisteten Arbeit zu der an die Welle abgegebenen Arbeit.

In den vorerwähnten Formeln für die Nutzarbeit ist Q_0 als das Volumen zu betrachten, welches die durch das Gebläse in der Zeiteinheit ausgestoßene Gasmenge beim Ansaugen und dem dabei entstehenden Druck und Temperatur eingenommen hat; hierbei sind die Verluste durch Undichtheiten des Gehäuses berücksichtigt.

Bei den Versuchen mit Kolbenkompressoren führt man öfters einen andern Wert ein, den man mitunter »dynamischen Wirkungsgrad« nennt. Dieser Wert, der das Verhältnis zwischen den am Luft- und am Dampfzylinder genommenen Diagrammen darstellt, ist tatsächlich viel höher als der hier besprochene; denn als Verlust in der Maschine berücksichtigt er nur die Reibungsarbeit. Für den Vergleich mit Turbokompressoren hat er keinerlei Bedeutung.

Bei den Veröffentlichungen über Kompressoren findet man mitunter diese, mitunter jene der vorstehenden Auslegungen. Um daher die verschiedenen Maschinen vergleichen zu können, muß man eine einheitliche Definition festlegen. Wir wählen hier die erstgenannte, d. h. den isothermischen Wirkungsgrad. Man muß tatsächlich danach streben, dieses Kompressionsverfahren zu erzielen, denn es entspricht dem geringsten möglichen Arbeitsaufwand. Wenn es sich allerdings um niedrige Drücke handelt und die Maschine nicht gekühlt ist, ist es viel bequemer und sogar viel logischer, die wirklich von der Maschine verbrauchte Arbeit mit derjenigen bei adiabatischer Kompression zu vergleichen. Es wird dabei auch jedes Mißverständnis ausgeschlossen, wenn man in jedem Falle die Art der theoretischen Kompression bezeichnet, mit der man den Vergleich anstellt.

Um den Wirkungsgrad eines Kompressors abzuschätzen, muß man die Eintritt- und Endspannung, die Menge des komprimierten Gases und die an der Welle geleistete Arbeit kennen. Die Spannungen lassen sich mühelos mittels eines Manometers messen. Die genaue Bestimmung der Luftmenge ist viel schwieriger. Ich bediene mich zur Ermittlung derselben folgenden Verfahrens:

An der Saugseite des Kompressors wird ein Behälter von genügend großen Abmessungen aufgestellt, damit die Geschwindigkeit des Gases darin nur gering ist. Am Eintritt in diesen Behälter wird eine konvergente Düse angebracht, deren Endquerschnitt genau bekannt ist, und nun wird der Druck des Gases vor und nach dem Durchströmen der Düse gemessen; ebenso die Temperatur. Aus dem Druckunterschied kann man die Gasgeschwindigkeit beim Austritt aus der Düse und weiter mit Hülfe des Endquerschnittes die Gasmenge bestimmen. In gleicher Weise geht man an der Druckseite des Kompressors vor. Die Menge des Gases an der Druckseite wird, auf den Eintrittsdruck und auf die Eintrittstemperatur umgerechnet, meistens etwas geringer ausfallen als die angesaugte Gasmenge. Der Unterschied erklärt sich aus den Undichtigkeiten der Maschine. Diese an der Druckseite gemessene und auf den Anfangszustand umgerechnete Gasmenge nennen wir Q_0. Wenn nun die Menge Q_0, der Anfangsdruck P_0 und der Enddruck P_1 bekannt sind, kann man die Nutzleistung A_i mittels der Formel (1) berechnen.

Um die eingeleitete Arbeit A_m zu bestimmen, mißt man den Dampfverbrauch, wenn eine Dampfmaschine, oder den Stromverbrauch, wenn ein Elektromotor zum Antrieb benutzt wird. Daraus leitet man zunächst den Wert der Arbeit A_i, die theoretisch durch den Dampf geleistet ist, ab, dann A_m, wenn vorher der Wirkungsgrad des Motors η_m festgestellt ist. Nunmehr läßt sich der Wirkungsgrad η_c des Gebläses berechnen.

In der Industrie kommt hauptsächlich nur der Gesamtwirkungsgrad $\eta_m \cdot \eta_c$ in Betracht, und man braucht sich nicht mit dem Wirkungsgrad der einzelnen Maschinen zu beschäftigen.

In einem bestimmten Fall ist die Ermittlung des Wirkungsgrades des Kompressors besonders einfach, nämlich: wenn keine äußere Kühlung vorhanden ist; denn in diesem Fall ist die an die Kompressorwelle abgegebene Arbeit, in WE ausgedrückt, gleich dem Produkt aus der wirklichen Temperaturerhöhung Θ der Luft und ihrer spezifischen Wärme bei unveränderlichem Druck. Wenn nun Θ_a die Temperaturerhöhung der adiabatisch von Anfang- auf Endspannung verdichteten Luft ist, so ist der Kompressorwirkungsgrad, wenn von der Lagerreibung und den Undichtigkeitsverlusten abgesehen wird, bezogen auf die adiabatische Kompression: $\eta_a = \frac{\Theta_a}{\Theta}$. Man braucht daher nur die Eintritts- und Austrittsdrücke und -temperaturen zu messen, um den Wirkungsgrad des Kompressors zu ermitteln. Die gefundenen Werte müssen in bezug auf die Wärmeausstrahlung und die Lagerverluste berichtigt werden. Diese Verluste sind jedoch gewöhnlich gering und überschreiten selten 2 bis 3 vH der Gesamtleistung[1]).

Das Verfahren ist indessen nicht anwendbar, wenn der Kompressor von außen gekühlt wird. In diesem Falle kann man mittels der Wärmemenge q, welche durch das Kühlwasser entfernt wird, im Zusammenhange mit der Erwärmung Θ des Gases die geleistete Gesamtarbeit A_m bestimmen. Denn da die innere Energie eines Gases nur von seiner Temperatur abhängig ist, wird die ihm zugeführte Energie in WE durch die Formel $\pi c_p \Theta$ ausgedrückt, worin π das Gewicht des in einer Sekunde zusammengedrückten Gases, c_p die spezifische Wärme dieses Gases bei gleichbleibendem Druck ist. Die Gesamtarbeit ist daher ausgedrückt durch $q + \pi c_p Q$.

Wenn das Gebläse in mehreren Stufen ausgeführt wird, also für höhere Drücke, kann man dazwischen Kühler anordnen, die das Gas jeweils etwa auf seine Anfangstemperatur abkühlen. Die vorerwähnte Gleichung muß dann für jede Druckstufe gesondert angewendet werden; wenn man sie aber auf die ganze Maschine anwenden will, muß man für q die ganze durch das Wasser in den Zwischenkühlern aufgenommene Wärme einsetzen, ferner noch die durch die Gehäuse und Zwischenleitungen ausgestrahlte Wärme, wenn man letztere nicht vernachlässigen will.

Entsprechend den vorhergehenden Ausführungen ist bei den Versuchen zur Bestimmung der Leistung des ersten Hochdruckkompressors, der nach meinen Angaben von Brown, Boveri & Cie. erbaut wurde, verfahren. Die Versuchsergebnisse sind in Zahlentafel 5 zusammengestellt. Einzelheiten hierüber sind bereits von M. A. Barbezat in der Schweizerischen Bauzeitung vom 20. November 1906 veröffentlicht worden[2]).

Versuchsergebnisse.

In den folgenden Zahlentafeln sind die Ergebnisse zusammengestellt, die bei Versuchen mit vier von Dampfturbinen angetriebenen Gebläsen erzielt worden sind. Die drei ersten Maschinen sind von Sautter, Harlé & Cie. gebaut und die betreffenden Versuche in den Werkstätten dieser Firma angestellt.

Zahlentafel 1 bezieht sich auf das Hochofengebläse von Commentry. Man beachte den hohen Gesamtwirkungsgrad (36,5 vH), der mit einer Maschine, deren Nutzleistung geringer als 100 PS ist und die nur von einer einfachen Turbine angetrieben wird, erreicht worden ist.

Das Gebläse war nicht mit äußerer Kühlung versehen; sein Wirkungsgrad bei adiabatischer Kompression mußte daher auf Grund der Temperaturen ermittelt werden, wie vorher beschrieben. Man sieht, daß der Wirkungsgrad mehr als 72 vH beträgt. Das Diagramm, Fig. 5, gibt die Kurven des Wirkungsgrades und des Verdichtungsdruckes in Beziehung zur angesaugten Luftmenge wieder, und zwar bei einer gleichbleibenden Geschwindigkeit von 15200 Uml./min.

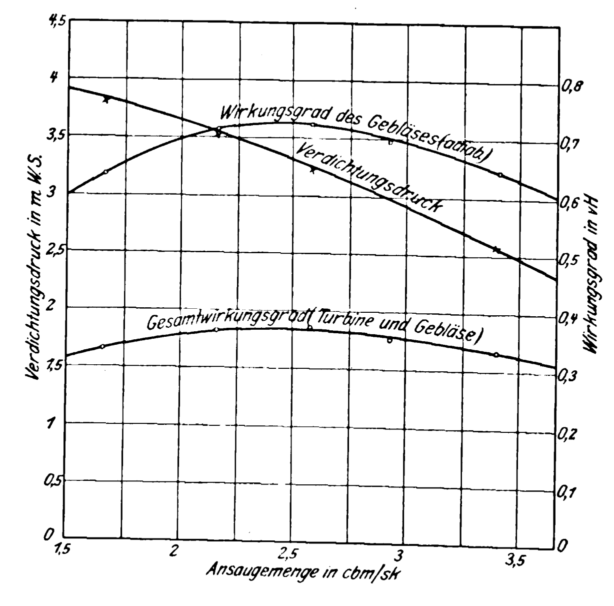
[1]) Die Ableitung der vorstehenden Gleichung, deren ich mich seit langem zur genauen Ermittlung der Leistung von Ventilatoren bediene, findet man in der Abhandlung von M. E. Jouguet in »La Mécanique au Congrès de Liège«, Bulletin de la Société de l'industrie minérale, 3. Lieferung, 1906.

[2]) Vergl. auch Z. 1907 S. 35.

Zahlentafel 1.
Turbogebläse von Commentry, August 1903.

Nr. des Versuches		1	2	3	4	5
Eintrittsdruck	at	7,6	7,5	8	9	9
Austrittsdruck	»	0.308	0,308	0,319	0,374	0,334
Uml./min		16 000	15 200	15 200	15 200	14 900
Verdichtungsdruck	m Wassersäule	4,23	3,58	3,23	3,02	2,51
Endquerschnitt der Austrittleitung	qcm	74,3	98,5	123	144	179
Anfangstemperatur	°C	25	25,5	27	26,5	31,2
Endtemperatur	»	69,5	61,5	58,5	58	60,2
Dampfverbrauch	kg/st	1309	1292	1376	1542	1542
theoretischer Dampfverbrauch	kg/PS-st	5,27	5,28	5,23	5,27	5,10
angesaugte Luftmenge	cbm/sk	1,757	2,164	2,585	2,923	3,335
verfügbare theoretische Arbeit	PS	248	244,5	263	292,5	302,5
Arbeit bei isothermischer Kompression	»	82,6	88,9	97	103	101
Gesamtwirkungsgrad	vH	33,3	36,3	36,9	35,3	33,4
Wirkungsgrad des Gebläses, bezogen auf adiabatische Kompression	»	64	70,8	72,6	69,8	64,9

Fig. 5.
Kurven des Turbogebläses von Commentry.



Zahlentafel 2 enthält die mit dem Turbokompressor der Gruben von Béthune erzielten Versuchsergebnisse. Bei diesen Versuchen wurde die Luftmenge, wie oben beschrieben, gleichzeitig beim Eintritt und beim Austritt gemessen. Der Wirkungsgrad mußte aus den für jedes Einzelgebläse besonders gemessenen Temperaturen bestimmt werden, denn die Luftkühlung fand hierbei zwischen den einzelnen Zylindern und nicht innerhalb derselben statt.

Die Leistung der letzten Kompressorkammer ist ungenügend. Diesem Mangel ist bei den später gebauten Maschinen abgeholfen worden.

Aus den Werten geht hervor, daß es heute leicht möglich ist, sehr hohe Drücke bei Wirkungsgraden, bezogen auf die Isotherme, von 60 vH zu erreichen. Dieser Wert entspricht guten Kolbenkompressoren, wie weiter unten näher ausgeführt ist. Wenn das Gebläse durch Wasser, welches das Gehäuse umspült, gekühlt wird, kann man sogar noch bessere Werte erzielen.

In den Zahlentafeln 3 und 4 sind die kürzlich mit dem Turbogebläse der Hochöfen von Chasse erzielten Ergebnisse wiedergegeben.

Zahlentafel 2. Turbogebläse in Béthune, Oktober 1905.

		1. Versuch				2. Versuch				3. Versuch			
		1. Gebläse	2. Gebläse	3. Gebläse	4. Gebläse	1. Gebläse	2. Gebläse	3. Gebläse	4. Gebläse	1. Gebläse	2. Gebläse	3. Gebläse	4. Gebläse
Eintrittsdruck	at	1,033	1,59	2,70	4,52	1,033	1,45	2,54	4,43	1,038	1,61	2,88	5,18
Austrittsdruck	»	1,64	2,72	4,52	6,98	1,60	2,60	4,43	6,78	1,688	2,91	5,18	8,13
Uml./min		4660	4660	4660	4660	5000	5000	4840	4840	5000	5000	4900	4900
Eintrittstemperatur der Luft	°C	14	19,9	17,2	18,9	12,8	21	18	20,3	14,5	19	17,5	18,7
Austrittstemperatur » »	»	77,4	96,4	102,4	102	71,5	98	98	93,2	75,8	95,5	95	94,2
adiabatische Erhöhung der Temperatur	»	41	50	46	41	39	55	51	38	44	54	53,5	40,5
wirkliche » » »	»	63,4	76,5	85,2	83,1	58,7	77	80	72,9	61,3	76,5	77,5	75,5
angesaugte Luftmenge	cbm/sk	0,76				1,31				0,906			
Wirkungsgrad	vH	60,5	60,5	54	46,2	62,3	66,6	58,7	48,6	66,7	64,6	63,3	50

Zahlentafel 3.
Turbogebläse der Hochöfen in Chasse, August 1906.

1 Zylinder im Betrieb.

Nr. des Versuches		1	2	3	4	5
Eintrittsdruck	at	1,042	1,042	1,047	1,047	1,047
Austrittsdruck	»	1,482	1,471	1,496	1,496	1,422
Eintrittstemperatur der Luft	°C	27,2	30,2	26,6	26,2	27
Austrittstemperatur » »	»	76,4	78,2	74,3	72,3	68
angesaugte Luftmenge	cbm/sk	2,03	2,615	2,835	3,72	5,57
Wirkungsgrad des Gebläses, bezogen auf adiabatische Kompression	vH	66,4	66,4	67,8	70,5	67,5
Uml./min		3000 bis 3050				

Zahlentafel 4.
Turbogebläse der Hochöfen in Chasse, August 1906.

2 Zylinder parallel geschaltet im Betrieb.

Nr. des Versuches		1	2	3	4	5
Eintrittsdruck	at	1,03	1,044	1,044	1,044	1,044
Austrittsdruck	»	1,473	1,437	1,351	1,281	1,396
Eintrittstemperatur der Luft	°C	23,4	25,4	26,8	27	24,8
Austrittstemperatur » »	»	68,6	65,4	59,4	53,5	60
angesaugte Luftmenge	cbm/sk	6	5,95	5,29	4,81	6,83
Wirkungsgrad des Gebläses, bezogen auf adiabatische Kompression	vH	71	72,5	71,2	68	71,5
Uml./min		3000	2900	2600	2300	2780

Zahlentafel 5.
Turbogebläse der Société des Turbo-moteurs, September 1906.

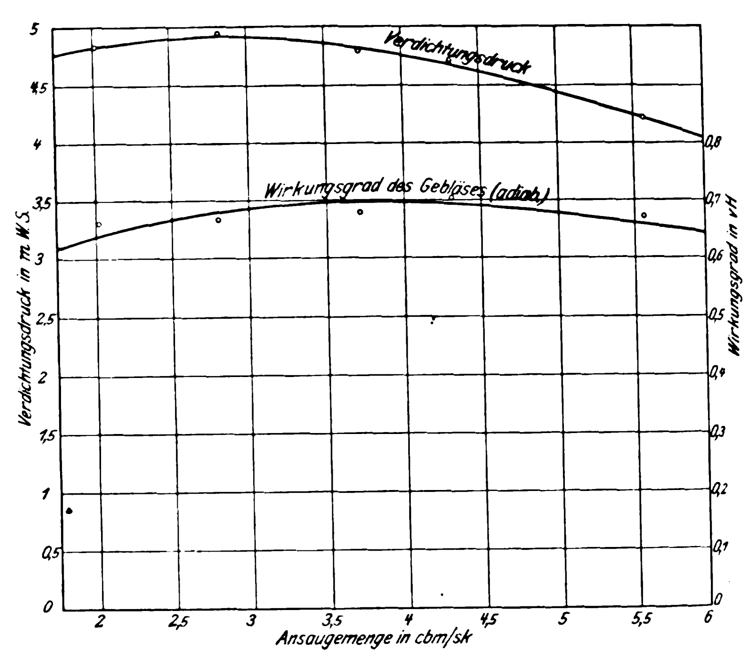
Nr. des Versuches		1	2	3	4	5
Eintrittsdruck	at	0,995	0,993	0,995	0,995	0,97
Austrittsdruck	»	4,75	4,50	4,315	3,52	3,417
Eintrittstemperatur der Luft	°C	27,1	28,6	27	25,9	30
Austrittstemperatur » »	»	72,5	78,5	79	80	87,3
angesaugte Luftmenge	cbm/sk	0,856	0,985	1,076	1,381	1,358
isothermische Arbeit	PS	178	197	213,5	234	223
Nutzarbeit des Dampfes	»	468	508	530	560	557
Gesamtwirkungsgrad von Turbine und Gebläse	vH	38	38,7	40,3	41.8	40
Wirkungsgrad des Gebläses	»	59,8	61	63,5	66	63
Uml./min		4000				

Zahlentafel 3 zeigt die Versuchswerte, wenn nur eines der beiden Gebläse im Betriebe ist, Zahlentafel 4, wenn beide zusammen arbeiten. Die Werte der Zahlentafel 3 sind in Fig. 6 als Schaulinien aufgezeichnet. Man sieht, daß der adiabatische Wirkungsgrad dieses Gebläses bis 70 vH beträgt.

Zahlentafel 5 endlich gibt die Versuchsergebnisse des Gebläses der Société des Turbo-moteurs wieder, die in den Werkstätten der Baufirma Brown, Boveri & Cie. in Baden

Fig. 6.

Kurven des Turbogebläses von Chasse. 1 Zylinder im Betrieb.



erzielt worden sind. Diese Maschine wurde mittels Wasserumlaufs nach dem Verfahren von Rateau-Armengaud gekühlt. Das Gebläse wurde durch eine Dampfturbine angetrieben, mit der man vorher Versuche angestellt hatte, um den Wirkungsgrad bei verschiedenen Belastungen festzustellen.

Der außerordentlich günstige Einfluß der Kühlung ist bei den Versuchen mit diesem Gebläse deutlich zu erkennen. Die Kompression in den beiden letzten Gebläsekörpern nähert sich sehr der isothermischen, aber selbstverständlich bei Temperaturen, die bedeutend höher als die der angesaugten Luft sind. Man hätte die aufgewandte Arbeit noch dadurch etwas vermindern können, daß man die Luft auch beim Uebergang von einem Gebläsekörper in den folgenden abgekühlt hätte. Hierdurch wäre jedoch die Konstruktion verwickelter geworden.

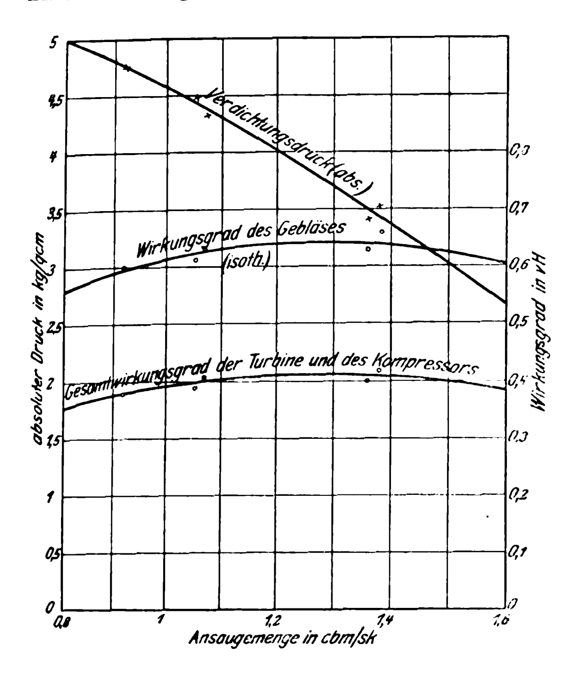
Die zum Antrieb des Gebläses nötige Kraft wurde auf zwei verschiedene Arten gemessen: 1) auf die oben beschriebene Art unter Berücksichtigung der Temperaturerhöhung der Luft und des Kühlwassers; 2) maß man die von der Turbine übertragene Arbeit. Der zu ihrem Betriebe verwandte Dampf war so hoch überhitzt, daß er noch überhitzt aus der Turbine austrat. Die Arbeit wurde mittels der neuen Mollierschen Tabellen, welche der Veränderung der spezifischen Wärme nach den letzten Münchener Versuchen[1]) Rechnung tragen, ermittelt. Man sieht, daß der isothermische Wirkungsgrad den hohen Wert von 63 vH erreicht. In Fig. 7 sind die Werte in Schaulinien aufgezeichnet. Bei den neuen Maschinen werden diese Werte vermutlich noch besser werden, da die Kühlvorrichtungen noch vollkommener sind.

[1]) s. Z. 1905 S. 1697.



Fig. 7.

Kurven des Turbogebläses der Société des Turbo-moteurs.



Nebenorgane.

Das Kreiselradgebläse vermag, wie alle ähnlichen Maschinen, einen nahezu gleichbleibenden Druck zu liefern, wenn sich die Umlaufgeschwindigkeit nicht ändert, wenigstens soweit die Leistung sich innerhalb bestimmter Grenzen bewegt. Unterschiede in der Leistung können bei gleichbleibender Umlaufgeschwindigkeit durch einfaches Verstellen eines Schiebers erreicht werden. Diese Möglichkeit, die Leistung leicht ändern zu können, ist einer der Hauptvorteile von Kreiselgebläsen.

In einzelnen Betrieben wird es erforderlich, den Austrittsdruck bei gleichbleibender Luftmenge zu verändern. Dies läßt sich auf einfache Weise mittels einer auf das Absperrventil der Dampfturbine wirkenden Vorrichtung erreichen, welche die Geschwindigkeit verändert, um die Fördermenge auf gleicher Höhe zu halten, gleichgültig wie groß der Widerstand sei. Auch die geförderte Luftmenge kann mittels dieser Vorrichtung nach Belieben eingestellt werden. Das Hochofengebläse in Chasse und dasjenige von Rothe Erde sind mit einem derartigen Regler versehen, der sehr zufriedenstellend arbeitet. Die Fördermenge schwankt nur um ungefähr 1 vH, wenn auch der Lauf der Maschine verändert wird. Bei den Kolbenkompressoren ist die Fördermenge bei gleichbleibender Umlaufgeschwindigkeit auch unveränderlich; aber es ist schwierig, die Geschwindigkeit bis zu 1 vH gleichmäßig einzuhalten.

Als das Gebläse in Béthune zuerst in Betrieb gesetzt wurde, stellten sich Schwierigkeiten ein. Bei sehr kleinen Fördermengen arbeitete die Maschine unregelmäßig, Umlaufgeschwindigkeit und Druck schwankten; im Innern der Maschine trat eine Art Pumpwirkung ein. Diese Schwierigkeiten konnten jedoch durch Einführung eines selbsttätig arbeitenden Ventiles behoben werden, welches eine mit der Außenluft in Verbindung stehende Leitung öffnet oder abschließt, sobald sich die Pumpwirkung bemerkbar macht.

Vergleich zwischen Turbo-Kreiselgebläsen und Kolbenkompressoren.

Die vorher erwähnten Werte der Wirkungsgrade erscheinen zweifellos gegenüber den im allgemeinen den Kolbenkompressoren zugeschriebenen recht gering; man wird also leicht dazu neigen, diesen vor jenen den Vorzug zu geben.

Man muß hierbei jedoch beachten, daß die für Kolbenkompressoren gemachten Angaben weit von den wirklichen Werten, wie sie vorher definiert worden sind, abweichen. Im allgemeinen begnügt man sich, am Dampf- und Luftzylinder Diagramme zu nehmen und das Verhältnis der indizierten Arbeiten als Wirkungsgrad zu betrachteten.

Die derartig ermittelten Werte weichen weit von der Wirklichkeit ab, denn sie berücksichtigen nur die Reibungsverluste in den Triebwerkteilen (Kolbenstangen, Kurbelwellen usw.) der Antriebmaschine und des Kompressors. Die Reibungsverluste des Dampfes und der Luft in den Eintritt- und Austrittkanälen, der Wärmeaustausch zwischen dem Gas und den Wandungen, die Unterschiede zwischen den tatsächlichen und theoretischen Diagrammen bei isothermischer Kompression werden bei einer derartigen Bewertung der Leistung nicht in Rechnung gezogen. Deshalb müssen die indizierten Werte berichtigt werden, und wir werden weiter unten sehen, daß diese Berichtigung zur Beurteilung des Wirkungsgrades stets sehr wichtig ist.

Ein andrer Fehler tritt bei der Messung des vom Kompressor angesaugten Gases auf. Gewöhnlich begnügt man sich damit, den vom Kolben bestrichenen Raum zu messen und ihn mit einem Koeffizienten zu multiplizieren, der den volumetrischen Wirkungsgrad darstellt. Auf diesem Wert beruhen die größten Irrtümer. Längere Zeit hindurch hat man diesen Wirkungsgrad einfach aus dem Diagramm bestimmt, als das Verhältnis zwischen der nach dem Diagramm angesaugten Luftmenge und dem Kolbenvolumen. Kürzlich angestellte Versuche haben dagegen gezeigt, daß dieses Verfahren falsche Ergebnisse liefert; denn hierbei wird die Vergrößerung des Volumens, hervorgerufen durch die Erhitzung der Luft an den heißen Zylinderwänden und Eintrittkanälen, nicht berücksichtigt. Durch Messung der geförderten Luftmenge in geeichten Behältern ist der volumetrische Wirkungsgrad verschiedentlich genau festgestellt worden. Die nachstehende Zusammenstellung zeigt, wie weit diese Zahlen von den aus Diagrammen ermittelten abweichen[1]).

		nach Richter[2])			nach Lebrecht[3])		
volumetrischer Wirkungsgrad aus dem Diagramm	vH	79,9	86,1	91,6	88	84,5	79
wirklicher volumetrischer Wirkungsgrad	»	70,5	76,0	82,0	72	76,5	70

Wenn man hiernach die tatsächlichen Kompressor-Wirkungsgrade aus dem Verhältnis der isothermischen Kompressionsarbeit zu der im Dampfzylinder indizierten Arbeit bestimmt, findet man Werte, die zwischen 60 und 70 vH schwanken, wenigstens bei Kompressoren, die mit Drücken von mehreren Atmosphären arbeiten. Es sind übrigens wenig Versuche gemacht worden, bei denen man genau die Menge der durch den Kompressor geförderten Luft gemessen hat. Die aus der Fördermenge abgeleiteten Werte sind aber, wie vorstehend gezeigt ist, zu hoch, und der Unterschied zwischen den tatsächlichen Werten überschreitet mitunter 10 vH.

In Zahlentafel 6 sind die mit verschiedenen Kolbenkompressoren erzielten Ergebnisse wiedergegeben. Die Werte sind den neuesten veröffentlichten Berichten, die mit großer Sorgfalt zusammengestellt sind, entnommen. Es sei darauf hingewiesen, daß nur bei den Versuchen Nr. 1 und 2 die Luftmenge nach einwandfreien Verfahren (Vollpumpen eines geeichten Behälters) bestimmt worden ist. Bei den andern Maschinen hat man sie nach den Indikatordiagrammen und den Kolbenvolumen ermittelt, welches Verfahren die oben erwähnten Mängel aufweist.

Dennoch geht aus diesen Ergebnissen hervor, daß die gefundenen Werte den bereits angeführten Werten für die Kreiselgebläse gleich sind. Wenn man aber die Gesamtwirkungsgrade, bezogen auf die im Dampf verfügbare Arbeit, vergleicht, erkennt man, daß die Werte für das Turbo-Kreiselgebläse günstiger als die für den Kolbenkompressor sind.

Ich beziehe mich hier noch auf die Folgerungen des Berichtes von H. Deschamps, Professor an der Universität Lüttich, über den Bau von Kompressoren in Deutschland, der in der Revue universelle des mines, Lüttich, Oktober

[1]) s. Revue universelle des mines, Oktober 1904: La construction des compresseurs secs, von Deschamps.
Congrès de Mécanique de Liège 1905, Band 3 S. 245.

[2]) Z. 1905 S. 1200.

[3]) Z. 1905 S. 253.

Zahlentafel 6. Kolbenkompressoren.

Nr.	Betriebsort	Baufirma	beschrieben von	Uml./min	Eintrittsdruck at	Austrittsdruck at	Luftmenge cbm/st	Indizierte Maschinenleistung PSi	theoretische Arbeit des Kompressors PS	Wirkungsgrad vH	Bemerkungen
1	Laboratorium der Technischen Hochschule Berlin		Richter: Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 32 Z. 1905 S. 1101	139,3	1,05	6,68	239,5	35,4	17,7	50	Luftmenge in Meßbehältern festgestellt
2	Vieille Montagne, Antwerpen	Humboldt, Köln	Calmeau: Congrès de Liège, 1905 Bd. III S. 477	116	1,047	6,12	1 267	151,6 141,5	37	61,5	desgl.
3	desgl.	Dortmunder Union	Hering: Die Gebläse S. 575	40	1	3,15	19 641	1171	835	71,5	Eintrittsdruck nicht gemessen
4	Penzberg (Bayern)	Dinglersche Maschinenfabrik, Zweibrücken	Hoerbiger: Z. 1903 S. 477	68	1	7,0	2 645	276,1	190,5	69	desgl.
5	Friedrich Ernestine, Frillendorf	Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.	Dampfkessel-Ueberwachungsverein (Essen): Glückauf 17. Febr. 1906	72,4	1,01	6,93	6 092	591,5	441	74,5	Luftmenge mit Hülfe des Kolbenvolumens ermittelt
6	Matthias Stinnes, Carnap	Rudolf Meyer, Mülheim	desgl.	73,9	1,01	6,95	5 948	626,7	431	68,8	desgl.
7	Prosper I, Essen	Neuman & Esser, Aachen	desgl.	68,0	1,03	6,93	7 215	732,1	533,5	72,8	desgl.
8	desgl.	desgl.	desgl.	78,3	1,03	6,93	8 671	914,5	642	70,4	desgl.
9	Painesdale, Mich.	Nordberg, Milwaukee	O. P. Hood: Proc. Amer. Soc. Mech. Eng. Nov. 1906	56,9	0,985	6,10	10 950	989,7	722	73,0	desgl.

1904 veröffentlicht ist. Deschamps bemerkt, daß der wahre volumetrische Wirkungsgrad stets bedeutend geringer als der aus Indikatordiagrammen ermittelte ist, und stellt zu diesem Zweck die entsprechenden Versuchswerte von 8 Kompressoren, 3 einzylindrigen und 5 Verbundkompressoren, zusammen[1]). Bei den erstgenannten beträgt der dynamische Wirkungsgrad zwischen 57 und 64 vH, bei den Verbundkompressoren zwischen 61 und 75 vH. Deschamps nennt den dynamischen Wirkungsgrad das Verhältnis zwischen der theoretischen, durch die isothermische Kompression verzehrten Arbeit und der indizierten Arbeit der Antriebmaschine. Die von mir eben angeführten Zahlenwerte berücksichtigen daher die Widerstände der Dampfmaschine (ungefähr 6 bis 8 vH), die eigentlich nicht dem Kompressor zuzurechnen sind; aber demgegenüber erhalten sie nicht die Verluste durch Undichtigkeiten und durch Erhitzung der Luft während des Ansaugens. Ebenso wie die Werte der Zahlentafel 6 entsprechen sie ungefähr den Wirkungsgraden, die wir jetzt schon mit den Kreiselgebläsen erzielen, sind jedenfalls niemals wesentlich höher.

Die Werte, die bei den Kolbenkompressoren aus den Diagrammen abgeleitet worden sind, würden sicherlich bedeutend geringer sein, wenn sie in der Weise zutreffend bestimmt worden wären, wie das Calmeau für den Kompressor Nr. 2 Zahlentafel 6 getan hat.

Vorteile der Kreiselgebläse.

Aus dem Gesagten geht hervor, daß die Turbo-Kreiselgebläse recht erhebliche Vorteile bieten, so daß sie für viele Betriebe den Kolbenkompressoren vorzuziehen sind. Wir haben gesehen, daß sie diesen in bezug auf den Wirkungsgrad nicht nachstehen; jetzt soll noch erörtert werden, inwiefern sie ihnen nach andern Gesichtspunkten überlegen sind.

Wenn man die Abmessungen der beiden Maschinen vergleicht, fällt sofort auf, daß das Kreiselgebläse viel weniger Raum einnimmt als der Kolbenkompressor; dies macht sich besonders bei Maschinen für große Leistungen bei verhältnismäßig geringem Druck bemerkbar, also bei Gebläsemaschinen für Hochöfen, Kuppelöfen und Bessemerbirnen. Als Beispiel sei das Turbogebläse in Commentry angeführt, das nur 7 qm einnimmt, während das allerdings sehr alte frühere Gebläse an dieser Stelle 164 qm beanspruchte, also 20 mal soviel. Außerdem wiegt das Kreiselgebläse bedeutend weniger, und da die Erschütterungen beim Betrieb sehr gering sind, erhalten die Fundamente auch nur geringe Abmessungen.

Die Konstruktion der Kreiselgebläse ist sehr einfach. Sie können bedeutend billiger hergestellt und aufgestellt werden als Kolbenkompressoren. Metallteile, die aneinander reiben, sind nicht vorhanden, mit Ausnahme der Welle in den Lagern; daraus folgt, daß die Kosten für Schmierung, Unterhalt und für Ersatzteile im Gegensatz zu denen bei Kolbenkompressoren sehr gering sind.

Da kein Oel in das Innere des Gebläses dringt, findet sich natürlich auch keines in der komprimierten Luft, was für manche Zwecke wertvoll ist.

Ein Hauptvorteil der Turbogebläse besteht darin, daß die Druckluft in völlig gleichmäßigem Strome geliefert wird, während bekanntlich bei den Kolbenkompressoren Schwankungen auftreten, welche Ausgleichbehälter notwendig machen. Man spart also diese Behälter und kann außerdem die Durchmesser der Rohrleitungen geringer halten, was die Kosten für Neuanlagen erheblich vermindert.

Die Gleichmäßigkeit des gelieferten Luftstromes ist öfter von besonderem Werte. In verschiedenen Betrieben, wo Turbogebläse angewandt werden, z. B. in Zuckerfabriken zum Einpressen der mit Kohlensäure geschwängerten Luft in die Sättigungsbehälter für den Zuckersaft, ist man über die gleichmäßige Luftlieferung sehr erfreut gewesen; an diesen Vorzug hatte ich sogar vordem gar nicht gedacht. Ein andrer Vorteil der Kreiselgebläse besteht in der leichten Regelbarkeit der geförderten Luftmenge. Die Regelung läßt sich durch geringe Veränderung der Umlaufgeschwindigkeit oder noch einfacher durch Oeffnen oder Schließen eines in die Austritt- oder Eintrittleitung eingeschalteten Schiebers erreichen. Bei Kolbenkompressoren ist die Regelung nicht so einfach, denn hier läßt sich eine Veränderung in der Förderleistung nur durch Verändern der Maschinengeschwindigkeit erzielen, und bekanntlich ist z. B. bei Kolbengebläsen, die durch Gasmotoren angetrieben werden, diese Geschwindigkeitsregelung sehr schwierig, wenn nicht unmöglich. Die leichte Veränderbarkeit der Förderleistung des Kreiselgebläses ist daher ein sehr wesentlicher Vorteil.

Es kann mitunter vorkommen, daß eine Luftleitung durch einen unvorhergesehenen Zufall oder durch unbeabsichtigtes Schließen eines Ventiles ausgeschaltet wird; beim Turbogebläse hat dies nichts auf sich, da es nunmehr leer weiterläuft und nur verhältnismäßig geringe Betriebskraft erfordert. Die bei Kolbenkompressoren notwendigen Sicherheitsventile können daher bei Kreiselgebläsen fortfallen. Ferner können die Kreiselgebläse trotz der leichten Regelbarkeit der Förder-

[1]) nach einem Bericht des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines für den Bezirk Dortmund, veröffentlicht in »Glückauf« vom 28. März 1903.

menge auch auf gleichbleibende Fördermengen und Drücke geregelt werden. Eine entsprechende, auf den Regler einwirkende Vorrichtung kann leicht angebracht werden. Man kann sogar die Einrichtung dahin treffen, daß Fördermenge oder Druck ständig innerhalb bestimmter Grenzen bleiben. Die hierzu erforderlichen Regelvorrichtungen sind einfach, enthalten nur wenige Teile und sind sehr betriebsicher. Schließlich ist noch der große Vorteil der Kreiselgebläse zu erwähnen, daß sie unmittelbar mit Elektromotoren oder Dampfturbinen gekuppelt werden können. Dadurch werden die Reibungsverluste verringert und infolgedessen der Wirkungsgrad vermehrt.

Bei Dampfturbinen, die mit Kreiselgebläsen gekuppelt sind, kann man auch den Auspuffdampf andrer Maschinen verwenden. In Berg- und Hüttenwerken geht man gegenwärtig dazu über, Dampfakkumulatoren aufzustellen und die Turbogebläse ausschließlich mit Abdampf zu betreiben, der aus den Fördermaschinen oder Walzenzugmaschinen kommt. Als Beispiel hierfür habe ich bereits die Anlage in Béthune angeführt. Mehrere ähnliche Anlagen sind noch im Bau. Den Turbogebläsen eröffnet sich daher ein weites Anwendungsgebiet, in dem die Kolbenkompressoren nicht mit ihnen in Wettbewerb treten können, weil das mit einer Turbine gekuppelte Kreiselgebläse die ideale Maschine für Ausnutzung von Niederdruckdampf darstellt.

Ich habe gezeigt, daß die Turbogebläse zahlreiche Vorteile vor den Kolbenkompressoren aufweisen. Aber man wird sie nutzbringend nur dort anwenden können, wo es sich um große Fördermengen handelt; denn für kleine Luftmengen und für geringe Umlaufgeschwindigkeiten sind sie nicht geeignet. Sie werden hauptsächlich als Gebläsemaschinen und große Grubenkompressoren in Frage kommen. Kreiselgebläse, gekuppelt mit Dampfturbinen, werden auch zweckmäßig als Reserveanlagen benutzt werden können und in diesem Falle Gasgebläsen vorzuziehen sein, trotz des höheren Gasverbrauches; denn sie haben die Vorteile der Betriebsicherheit, Regelbarkeit der Fördermenge und geringer Bau- und Unterhaltungskosten.

Neuerungen an Großgasmaschinen.

Von Dr.-Ing. v. **Handorff,** Frankfurt a. M.

(Vorgetragen im Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

Die erfolgreiche Entwicklung des modernen Großgasmaschinenbaues hat erst im Jahre 1902 begonnen, als man allgemein zur Doppelwirkung, d. h. zum geschlossenen Zylinder mit einem beiderseits arbeitenden Kolben, überging. Dieser entscheidende Schritt konnte aber erst getan werden, nachdem erwiesen war, daß die betriebsichere Ausführung einer Stopfbüchse, eines gekühlten Kolbens und einer gekühlten Kolbenstange keine unüberwindlichen Schwierigkeiten bot. Es ist ein Verdienst der Gebr. Körting A.-G. in Hannover, zuerst diesen Beweis erbracht zu haben. Ungeachtet der damals in den Kreisen der Gasmotorenkonstrukteure herrschenden Vorurteile und falschen Anschauungen haben Gebr. Körting bereits um das Jahr 1897 eine doppeltwirkende Viertaktmaschine und zwei Jahre später eine doppeltwirkende Zweitaktmaschine gebaut und damit die Doppelwirkung erfolgreich in den Großgasmaschinenbau eingeführt. Dadurch wurde die Entwicklung des Großgasmaschinenbaues in ganz neue Bahnen gelenkt. Ich erinnere an die Düsseldorfer Ausstellung im Jahre 1902[1]), die man wohl als einen Markstein in der Entwicklung des Großgasmaschinenbaues bezeichnen kann. Zeigte uns doch diese Ausstellung als letzte Vertreterin einer verkehrten Entwicklungsrichtung die 1000 pferdige Vierzylindermaschine der Gasmotorenfabrik Deutz und die ersten Maschinen der neuen Aera, die doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen Körtingscher Bauart.

Dem Körtingschen Beispiele folgend gingen im Jahre 1902 alle Gasmaschinenfabriken zur doppeltwirkenden Bauart über, und es folgte nun eine ungemein rasche Entwicklung, die durch die Uebertragung von Erfahrungen aus dem hochentwickelten Dampfmaschinenbau sehr gefördert wurde. Seitdem sind kaum 5 Jahre verflossen, und die Verwendung der Großgasmaschine hat infolge ihrer bedeutenden wirtschaftlichen Vorzüge, insbesondere bei Verwertung der Hochofen- und Koksofengase, heute einen solchen Umfang angenommen, daß wir diese Leistung deutschen Maschinenbaues und deutscher Ingenieurkunst mit Recht bewundern.

Anderseits darf es nicht wundernehmen, wenn heute auf diesem Gebiete noch eine ziemlich große Vielgestaltigkeit herrscht und die Ansichten über den Wert oder Unwert der verschiedenen Bauarten und Konstruktionen noch weit auseinandergehen. Wenn auch der moderne Großgasmaschinenbau bereits eine hohe Entwicklungsstufe erreicht hat, so liegen doch noch zu wenig und auch nicht genügend sichere Erfahrungen vor, um darauf ein unanfechtbares Urteil gründen und maßgebende Gesichtspunkte für die weitere Entwicklung aufstellen zu können.

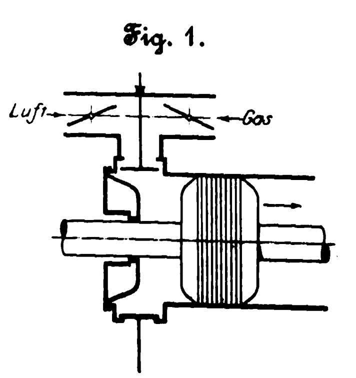
So ist noch immer die Frage unentschieden, ob im Großgasmaschinenbau dem Zweitakt oder dem Viertakt der Vorzug gebührt, und wahrscheinlich wird diese Frage noch auf lange Zeit hinaus unentschieden bleiben.

Ich muß hier zunächst auf die Systemfrage etwas näher eingehen, allerdings nur insoweit, als es mir zum besseren Verständnis der zu besprechenden Neuerungen notwendig erscheint.

Ausschlaggebend bei der Wahl eines Systems ist wohl in erster Linie die Betriebsicherheit. Ob diese aber in höherem Grade der doppeltwirkenden Viertakt- oder der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine eigen ist, darüber läßt sich streiten.

Die Betriebsicherheit ist, abgesehen von einer tadellosen Ausführung, vorwiegend bedingt durch das Ladeverfahren und die bauliche Gestaltung. Was nun zunächst den Einfluß des Ladeverfahrens anbetrifft, so darf wohl als erwiesen gelten, daß die doppeltwirkende Zweitaktmaschine, und zwar die Körtingsche Bauart, für den Antrieb von Gebläsen, Kompressoren, Pumpen und dergl. insofern eine größere Betriebsicherheit bietet, als infolge des nahezu zwangläufigen Ladevorganges Aenderungen in der Umlaufzahl und Druckschwankungen oder Schwingungen in den Ansaugeleitungen keinen nennenswerten Einfluß auf den Gang der Maschine ausüben, die Maschine also eine vorzügliche Manövrierfähigkeit besitzt. Bei der Viertaktmaschine muß bekanntlich das richtige Mischungsverhältnis durch genaue Einstellung von Drosselvorrichtungen, die in den Zuleitkanälen für Gas und Luft angeordnet sind, hergestellt werden. Diese Einstellung hat gemäß dem Druckverhältnis zwischen Gas und Luft und entsprechend der Umlaufzahl der Maschine zu erfolgen. Wenn z. B. das Gas der Maschine unter Druck zuströmt, so kann bei niedriger Umlaufzahl, also geringer Kolbengeschwindigkeit, der Fall eintreten, daß mehr Gas zuströmt als der Kolben überhaupt ansaugt, so daß nicht nur reines Gas in den Zylinder gelangt, sondern auch noch Gas in die Luftleitung gedrückt wird, vergl. Fig. 1. Dies läßt sich nur durch ent-

Fig. 1.



[1]) s. Z. 1902 S. 869 und 1489.

sprechende Querschnittsverminderung der Gaszuleitung vermeiden. Umgekehrt, aber genau so ungünstig liegt der Fall, wenn in der Gasleitung Unterdruck herrscht. Bei Aenderungen der Umlaufzahl oder bei Druckschwankungen in den Ansaugeleitungen muß demnach der Maschinist eine andre Einstellung der Drosselvorrichtungen vornehmen, und wenn er hierbei nicht mit der erforderlichen Umsicht und Geschicklichkeit verfährt, so kommt die Maschine leicht zum Stillstand. Bei der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine hingegen schieben die Pumpen bei jedem Hub eine genau abgemessene Menge Gas und Luft in den Arbeitzylinder, und dieser Ladevorgang wird weder durch Geschwindigkeitsänderungen noch durch Druckschwankungen oder Schwingungen in den Ansaugeleitungen wesentlich beeinflußt.

Beim Antrieb von Dynamomaschinen kommt dieser Vorteil der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine nicht zur Geltung, es sei denn, daß sich das Druckverhältnis zwischen Gas und Luft ändert, wie es beim Fehlen von Gasbehältern oder Druckreglern leicht vorkommen kann.

Als zweiten Umstand, welcher die Betriebsicherheit bedingt, habe ich die bauliche Gestaltung genannt. Nun ist aber die bauliche Gestaltung bei den beiden Systemen so grundverschieden, daß es schwierig ist, einen Vergleich anzustellen. Rein äußerlich betrachtet, unterscheidet sich die doppeltwirkende Zweitaktmaschine dadurch von der doppeltwirkenden Viertakt-Tandemmaschine (nur die Tandemmaschine darf zum Vergleich herangezogen werden), daß sie nur einen Arbeitzylinder, keine Auslaßventile und nur zwei Einlaßventile, dagegen aber zwei Ladepumpen besitzt. Diesen beiden Ladepumpen stehen bei der doppeltwirkenden Viertakt-Tandemmaschine im wesentlichen folgende Teile gegenüber: ein Arbeitzylinder mit Kolben, vier Auslaßventile, zwei Einlaßventile und außerdem meistens noch vier besonders gesteuerte Gaseinström- bezw. Regelventile.

Was nun zunächst die Ladepumpen anbetrifft, so besteht wohl kein Zweifel darüber, daß sie bei richtiger Durchbildung vollkommen betriebsicher arbeiten. Das kann man von den Auslaßventilen der Viertaktmaschine nicht behaupten. Wenn auch die Schwierigkeiten, welche diese Ventile lange Zeit hindurch den Gasmaschinenkonstrukteuren bereitet haben, heute als überwunden gelten können, so wird man doch zugeben müssen, daß die Betriebsicherheit weit mehr durch die Auslaßventile als durch die Ladepumpen gefährdet wird. Unterbleibt z. B. nur die Kühlung des Ventiles infolge Verstopfung (Kesselsteinbildung) der engen Zu- und Ableitungskanäle, so ist eine Betriebstörung die unausbleibliche Folge. Ein Hängenbleiben des Ventiles infolge von Krustenbildung an der Spindel, ein Bruch der Feder oder eines andern Steuerungsteiles hat schon unliebsame Störungen verursacht.

Während die Ladepumpen kaum einer Wartung bedürfen, müssen die Auslaßventile regelmäßig herausgenommen, gereinigt und von Zeit zu Zeit nachgeschliffen werden, und das ist wegen ihrer Lage unterhalb des Zylinders eine nicht gerade leicht und bequem auszuführende Arbeit.

Für den Arbeitzylinder der doppeltwirkenden Viertaktmaschine ist bis jetzt eine konstruktiv einwandfreie Ausführungsform noch nicht gefunden worden. Wird ein solcher Zylinder in einem Stück gegossen, so treten wegen der Dehnung der inneren Wandungen im Betriebe sehr starke Beanspruchungen des äußeren Mantels und der Stirnflansche auf. Wird aber der äußere Mantel unterbrochen, so muß der eigentliche Zylinder auch noch die Kräfte auf den Rahmen und die Hauptlager übertragen, wird also in der Längsrichtung abwechselnd auf Zug und Druck beansprucht. Dadurch wird leicht eine Ueberlastung eintreten, die zum Bruch führt. Ein Gasmaschinenzylinder muß so beschaffen sein, daß die Kräfte ausschließlich durch den äußeren Mantel übertragen werden, während die inneren Wandungen nur die im Innern auftretenden Drücke aufnehmen und der Laufzylinder sich frei dehnen kann, ohne daß hierdurch Beanspruchungen des äußeren Mantels oder der Stirnflansche verursacht werden. Der Zylinder der Körtingschen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine genügt in der neueren Ausführung — mit eingesetzten Laufbüchsen — diesen Bedingungen und muß daher als vollkommen betriebsicher gelten.

Es sind nun freilich, besonders in der ersten Zeit, verschiedentlich die Zylinderköpfe der Körtingschen Maschinen gerissen; jedoch dürften diese Brüche wohl auf fehlerhafte Konstruktion oder mangelhafte Herstellung zurückzuführen sein, was ja auch Strack, der über solche Brüche berichtet hat[1]), schon betont hat.

Man hat den langen Kolben der doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen bemängelt und behauptet, es würde durch diesen Kolben ein zu starker Verschleiß des Zylinders herbeigeführt werden, da es nicht gut möglich sei, ihn freischwebend auszubilden. Demgegenüber ist folgendes zu bemerken.

Wenn man einen schmalen Scheibenkolben freischwebend ausführt, so ist das richtig oder vielmehr notwendig; denn hier würde die durch das Kolbengewicht erzeugte spezifische Flächenpressung wegen der geringen Tragfläche zu groß ausfallen. Bei den langen Kolben der Zweitaktmaschinen ist aber diese Flächenpressung bedeutend geringer als der Liderungsdruck der Kolbenringe. Es hat sich nun schon bei den einfachwirkenden Viertaktmaschinen — bei denen der Kolben noch obendrein als Kreuzkopf dient — gezeigt, daß ein Verschleiß des Zylinders vorwiegend nur durch die Kolbenringe verursacht wird, und in vielen Fällen konnte ja auch bei den doppeltwirkenden Viertaktmaschinen eine weit stärkere Abnutzung der Zylinderlauffläche festgestellt werden als bei den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen. Es mag sein, daß in diesen Fällen das Material zu weich war, denn es ist nicht leicht, einen Zylinder für eine doppeltwirkende Viertaktmaschine in der gewünschten Beschaffenheit — Laufzylinder hart und die übrigen Teile zäh und weich — herzustellen.

Wichtig für die Schonung der Zylinderlauffläche ist neben genügender Reinheit des Gases und der Luft ganz besonders eine richtige und ausreichende Schmierung. Nun kann aber die Schmierung nur durch den Kolben erfolgen, weil das an der Zylinderwandung haftende Oel bei jeder Explosion, oder vielmehr während des hierauf folgenden Expansionshubes, verbrennt oder verdampft. Offenbar ist aber ein langer Kolben für diesen Zweck mehr geeignet als ein schmaler Kolben, weil er sich länger unter den Schmierstellen befindet und sich demgemäß besser in Oel halten läßt.

Die Auslaßöffnungen der doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen, oder vielmehr die Stege zwischen diesen Oeffnungen, welche bei der alten Ausführung eine schwache Stelle bildeten und berechtigte Bedenken erregten, dürften bei der neueren Form — mit eingesetzten Büchsen — kaum irgendwelche Anstände ergeben.

Es darf somit wohl behauptet werden, daß — soweit das Ladeverfahren und die bauliche Gestaltung in Frage kommen — die größere Betriebsicherheit auf Seite der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine liegt. Vorbedingung für die Betriebsicherheit einer Maschine ist selbstverständlich stets eine sorgfältige konstruktive Durchbildung aller Einzelheiten und eine tadellose Werkstattausführung. Viele Betriebstörungen und Mißstände sind nur durch unrichtige Konstruktion oder mangelhafte Herstellung einzelner Teile verursacht worden und haben mit dem System an sich nichts zu tun. Aber man ist vielfach nur zu leicht geneigt, sie dem System zur Last zu legen, und daraus ergeben sich dann falsche Anschauungen und Vorurteile.

Den vorerwähnten Vorzügen der doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen stehen nun aber schwerwiegende Nachteile gegenüber, und es unterliegt wohl keinem Zweifel, daß gerade wegen dieser Nachteile der Zweitaktmaschine sehr oft die doppeltwirkende Viertaktmaschine bevorzugt wurde.

Es ist allgemein bekannt, daß die Ladearbeit der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine größer ist als die Saugarbeit der Viertaktmaschinen. Nach Versuchen, welche Professor E. Meyer an der ersten von Gebr. Körting gebauten 300-pferdigen Zweitaktmaschine vorgenommen hat, betrug die Ladearbeit bei Vollbelastung 11,6 vH der indizierten Bruttoleistung[2]), und nach Versuchen, die Strack in »Stahl und Eisen« 1904 veröffentlicht hat[3]), betrug die Ladearbeit bei

[1]) s »Stahl und Eisen« 1904 S. 1306.
[2]) s. Güldner, Verbrennungsmotoren, 2. Auflage S. 79.
[3]) s. »Stahl und Eisen« 1904 S. 1304.

einer 600pferdigen Gichtgasmaschine Körtingscher Bauart bei Vollbelastung und 80 Umdrehungen 16,6 vH, bei 57,6 Umdrehungen und etwa 80 vH Belastung — bezogen auf die Umlaufzahl — 12,53 vH. Bei neueren Ausführungen von Körting-Maschinen dürfte durch Verbesserungen, besonders an den Gas- und Luftpumpen, die Ladearbeit gegenüber den vorgenannten Werten wohl erheblich vermindert sein; denn die Maschinenbau-A.-G. vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch, gibt neuerdings an, daß bei den von ihr ausgeführten doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen die Ladearbeit nur 6 bis 7 vH beträgt[1]). Versuchsergebnisse, welche diese Angabe bestätigen, sind allerdings bis jetzt nicht veröffentlicht worden. Daß aber die Möglichkeit vorliegt, bei geeigneter Durchbildung des Ladeverfahrens und bei richtiger Konstruktion der in Betracht kommenden Teile die Ladearbeit auf 6 vH der indizierten Bruttoleistung — und vielleicht noch weniger — herabzumindern, dafür werde ich weiter unten noch den Nachweis erbringen.

Ein weiterer Nachteil der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine, der jedoch nur bei elektrischen Betrieben zur Geltung kommt, besteht darin, daß sich mit ihr nicht so hohe Umlaufzahlen erreichen lassen wie mit der doppeltwirkenden Viertaktmaschine. Bedingt wird die Festsetzung geringerer Umlaufzahlen für die doppeltwirkende Zweitaktmaschine lediglich durch die Steuerung der Einlaßventile. Vielfach wird als Hinderungsgrund eine unzulässige Steigerung der Ladearbeit angegeben; das ist, wie ich später noch erläutern werde, nicht zutreffend, wenn auch naturgemäß die Ladearbeit mit Erhöhung der Umlaufzahl zunimmt. Bei der Viertaktmaschine ist die Zeit, die für das Einsaugen des Ladegemisches zur Verfügung steht, durch eine Kurbeldrehung von 180° — oder noch etwas mehr — gegeben, während bei der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine Spülluft und Ladegemisch während einer Kurbeldrehung von höchstens 90° eingeführt werden müssen. Es steht also bei der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine für die Betätigung der Einlaßventile kaum die Hälfte der Zeit zur Verfügung wie bei der Viertaktmaschine, und daraus folgt ohne weiteres, daß die zulässige Grenze der Umlaufzahl viel früher erreicht wird. Nun ist für die Leistung einer Gasmaschine ganz allgemein das Produkt aus Hubvolumen und mittlerer Kolbengeschwindigkeit maßgebend. Nimmt man also für beide Systeme gleiche Leistung und gleiche mittlere Kolbengeschwindigkeit an, so muß die Zweitaktmaschine einen größeren Hub erhalten. Tatsächlich wird ja auch die Körting-Maschine stets als langhubige Maschine ausgeführt. Infolgedessen eignet sie sich zum Antrieb von Gebläsen, Kompressoren und Pumpen besser als die doppeltwirkende Viertaktmaschine, weil die Steuerung der Gebläse, Pumpen usw. im allgemeinen eine beliebige Steigerung der Umlaufzahl ohne Beeinträchtigung der Betriebsicherheit nicht zuläßt. So wird man heute ein 1000pferdiges Gebläse wohl nicht mit mehr als 80 bis 85 Umdrehungen laufen lassen. Das ist aber auch die zulässige Umdrehungszahl einer 1000pferdigen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine, während eine 1000pferdige doppeltwirkende Viertaktmaschine normal mit 107 bis 110 Umdrehungen läuft, also bei 80 bis 85 Umdrehungen kaum 800 PS entwickeln würde.

Ich möchte hier ausdrücklich bemerken, daß keine Möglichkeit vorliegt, die Umlaufzahl der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine erheblich zu steigern; aber ebenso ausdrücklich muß ich betonen, daß dieser Nachteil nur insoweit besteht, als die geringere Umlaufzahl einen Mehrpreis der Dynamomaschine und ein größeres Schwungmoment bedingt. Wird dieser Mehrpreis durch einen Minderpreis der Gasmaschine ausgeglichen, so dürfte, abgesehen von allem andern, die langsam laufende Maschine vorteilhafter erscheinen, weil ja im allgemeinen bei Kurbeltriebmaschinen die Betriebsicherheit durch Erhöhung der Umlaufzahl nicht gesteigert wird.

Aber selbst wenn dieser Nachteil wirklich nicht bestehen sollte, so erscheint doch für elektrische Betriebe die doppeltwirkende Viertaktmaschine insofern vorteilhafter, als sie der Körting-Maschine hinsichtlich der Regelung durchschnittlich überlegen ist. Wenn auch das Regulierproblem an sich in idealer Weise bei der Körting-Maschine gelöst ist, so entzieht sich doch die zwischen der Gaspumpe und dem Einlaßventil vorhandene Gasmenge mehr oder weniger der Einwirkung des Reglers und es erfolgt daher die Regelung verspätet.

Die Neuerungen, zu deren Besprechung ich nunmehr übergehe, sind im wesentlichen aus dem Bestreben hervorgegangen, die geschilderten Nachteile der Körting-Maschine zu beseitigen oder doch wenigstens zu mildern.

Die Firma Pokorny & Wittekind, Maschinenbau-A.-G. in Frankfurt a. M.-Bockenheim, ist vor einiger Zeit mit doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen an die Oeffentlichkeit getreten, bei denen durch ein »neues Ladeverfahren und durch andre konstruktive Maßnahmen einerseits die Ladearbeit vermindert und anderseits die Regelung verbessert werden soll. Es ist bemerkenswert, daß die Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind bis jetzt die erste Fabrik ist, welche außer Gebr. Körting und deren Lizenznehmern den Bau doppeltwirkender Zweitaktmaschinen aufgenommen hat, während eine große Anzahl Dampfmaschinenfirmen das doppeltwirkende Viertaktsystem gewählt haben. Dies erklärt sich zunächst wohl daraus, daß die konstruktive Durchbildung einer doppeltwirkenden Zweitaktmaschine erheblich größere Schwierigkeiten bietet als die einer doppeltwirkenden Viertaktmaschine, zumal die freie Bahn beim Zweitakt durch Patente stark beengt ist. Sodann aber wird der doppeltwirkende Viertakt wohl auch deshalb im allgemeinen mehr Anklang finden, weil seine Bauart mehr den im modernen Dampfmaschinenbau üblichen Formen ähnelt. Das dürfte auch, wenigstens zum Teil, die große Verbreitung der doppeltwirkenden Viertaktmaschine befördert haben; denn das Aeußere übt doch auch, und bis zu einem gewissen Grade mit Recht, seine Wirkung aus. Aber die Güte einer Gasmaschine darf niemals nach dem äußeren Aussehen, sondern in erster Linie nur nach der Betriebsicherheit beurteilt werden.

Daß es möglich ist, die Ladearbeit auf einen Betrag herabzumindern, der wesentlich geringer ist als der bei den vorerwähnten Versuchen an Körting-Maschinen ermittelte, zeigt folgende einfache Ueberlegung. Gemäß dem Steuerungsschema der Körting-Maschine, Fig. 2, steht für die Einführung des Ladegemisches und der Spülluft ein Zeitraum zur Verfügung, der einer Kurbeldrehung von 75° entspricht. Bei der Viertaktmaschine wird das Gemenge während einer Kurbeldrehung von 180° eingesaugt, wobei die mittlere Einströmgeschwindigkeit durchschnittlich 30 m/sk beträgt. Unter Voraussetzung gleicher Einströmquerschnitte, gleicher Hubvolumina und gleicher Umlaufzahlen, also auch gleicher Leistung, muß demnach die Einströmgeschwindigkeit bei der Körtingschen Zweitaktmaschine

$$\frac{180}{75}\,30 = 72 \text{ m/sk}$$

betragen. Nun muß aber beim Zweitakt außer dem Ladegemisch auch noch die Spülluft in der gegebenen Zeit eingeführt werden. Die Spülluftmenge beträgt rd. 30 vH des Hubvolumens, so daß eine Erhöhung der Geschwindigkeit um 30 vH, also auf

$$72 \cdot 1{,}3 = 93{,}6 \text{ m/sk},$$

notwendig ist. Die effektive Ausströmgeschwindigkeit beträgt bei einem Ueberdruck von nur 0,1 at schon rd. 100 m/sk, so daß unter Berücksichtigung der Widerstände in den Ladepumpen und Ueberströmleitungen ein Ueberdruck von 0,15 bis höchstens 0,2 at genügen müßte. Da nun die gesamte aus Ladegemisch und Spülluft bestehende Menge ungefähr gleich dem 1,3fachen des Hubvolumens der Maschine ist, so dürfte bei einem mittleren indizierten Druck von 5 at im Arbeitzylinder die Ladearbeit nur

$$\frac{1{,}3 \cdot 0{,}15 \cdot 100}{5} = 3{,}9 \text{ vH}$$

bis höchstens

$$\frac{1{,}3 \cdot 0{,}2 \cdot 100}{5} = 5{,}2 \text{ vH}$$

der indizierten Bruttoleistung betragen.

Da bei dieser Untersuchung gleiche Leistung und gleiche Umlaufzahl für beide Systeme vorausgesetzt sind, so ergibt sich hieraus zunächst — was ich bereits betont habe —, daß nicht

[1]) s. »Stahl und Eisen« 1906 S. 1116.

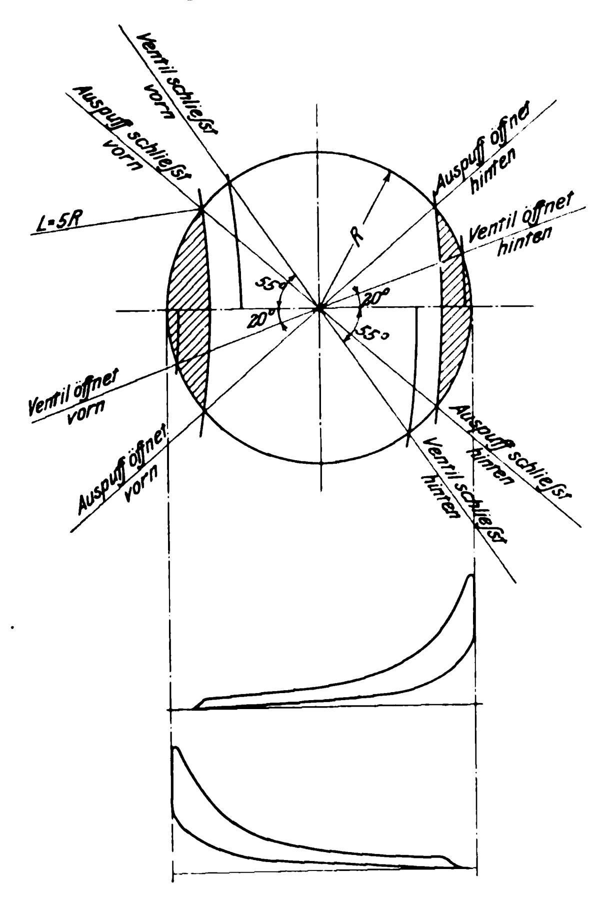
die Ladearbeit, sondern nur die Einlaßsteuerung den Hinderungsgrund bildet, mit der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine gleich hohe Umlaufzahlen zu erreichen wie mit der doppeltwirkenden Viertaktmaschine. Anderseits zeigt diese Berechnung, daß die Möglichkeit vorliegt, die Ladearbeit auf 5 bis 6 vH der indizierten Bruttoleistung herabzudrücken, so daß alsdann der Unterschied gegenüber der Saugarbeit der doppeltwirkenden Viertaktmaschine, welche nach Versuchen, über die Professor Riedler in Z. 1905 S. 316 berichtet hat, 4 vH beträgt, belanglos wäre.

Die Mittel, welche bei den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen von Pokorny & Wittekind Maschinenbau-A.-G. zur Verminderung der Ladearbeit angewandt werden, bestehen darin, daß

1) die Ladezeit möglichst verlängert und
2) das Gas durch die Luft mittels Injektorwirkung angesaugt wird[1]).

Fig. 2.

Steuerungsschema der Körting-Maschine.



Die Größe der Ladearbeit ist vorwiegend abhängig von der Ladezeit, und es ist ohne weiteres klar, daß durch Verlängerung der Ladezeit die Ladearbeit vermindert wird. Man kann ja nun einfach den Auspuff früher beginnen lassen, indem man die Auslaßöffnungen verlängert. Zwar entsteht dadurch ein geringer Arbeitsverlust, indes ist zu beachten, daß dieser Verlust, selbst wenn die Vorausströmung der Abgase sehr früh erfolgt, wohl im allgemeinen geringer sein dürfte als der Arbeitsverlust, welcher bei den Viertaktmaschinen durch den Ausschubhub entsteht. Wie aus dem Steuerungsschema der Figur 3 und den darunter verzeichneten Diagrammen[2]) ersichtlich ist, kann man den Auspuff schon bei einer Kurbelstellung von 60° vor dem Todpunkt beginnen lassen, ohne daß ein zu großer Arbeitsverlust entsteht. Alsdann steht für die Einführung der Spülluft und des Ladegemisches ein Zeitraum zur Verfügung, der einer Kurbeldrehung von 90° entspricht, gegenüber 75° bei der Körting-Maschine. Führt man nun aber die Auslaßöffnungen so lang aus, wie es dem Schema der Figur 3 entspricht, so dürften wohl die zwischen den Auslaßschlitzen befindlichen ungekühlten Stege zu heiß werden und Anstände ergeben. Dieser Uebelstand wird vermieden durch die in Fig. 4 dargestellte Ausführungsform der Auslaßöffnungen[1]). Hierdurch wird eine beliebig lange Oeffnungsdauer der Schlitze ohne Beeinträchtigung der Kühlung ermöglicht, ja, es wird sogar die Kühlung noch verbessert, weil die eigentlichen Auslaßöffnungen und damit die freie Länge der Stege auf das geringste zulässige Maß beschränkt werden können. Außerdem bietet diese Gestaltung noch den Vorteil, daß das Auspuffgeräusch gemildert wird, weil das Oeffnen der Schlitze schleichend erfolgt.

Fig. 3.

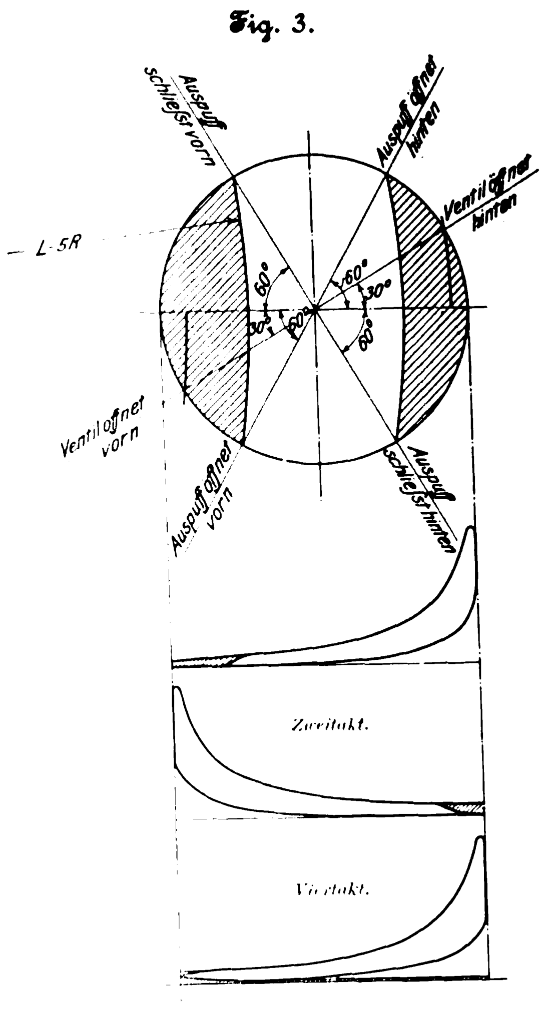
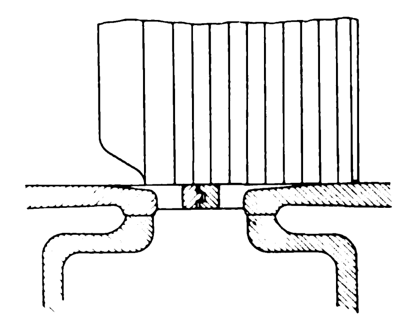


Fig. 4. Auspuffschlitz.



Was nun die Verminderung der Ladearbeit infolge Ansaugens des Gases durch die Luft mittels Injektorwirkung anbetrifft, so möchte ich zunächst einige allgemeine Bemerkungen voraufschicken. Bei den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen Körtingscher Bauart beträgt bekanntlich der Ueberdruck der von der Luftpumpe geförderten Luft je nach

[1]) D. R. P. Nr. 167896.

[2]) Bezüglich des Viertaktdiagrammes verweise ich auf Z. 1905 S. 318 und 319.

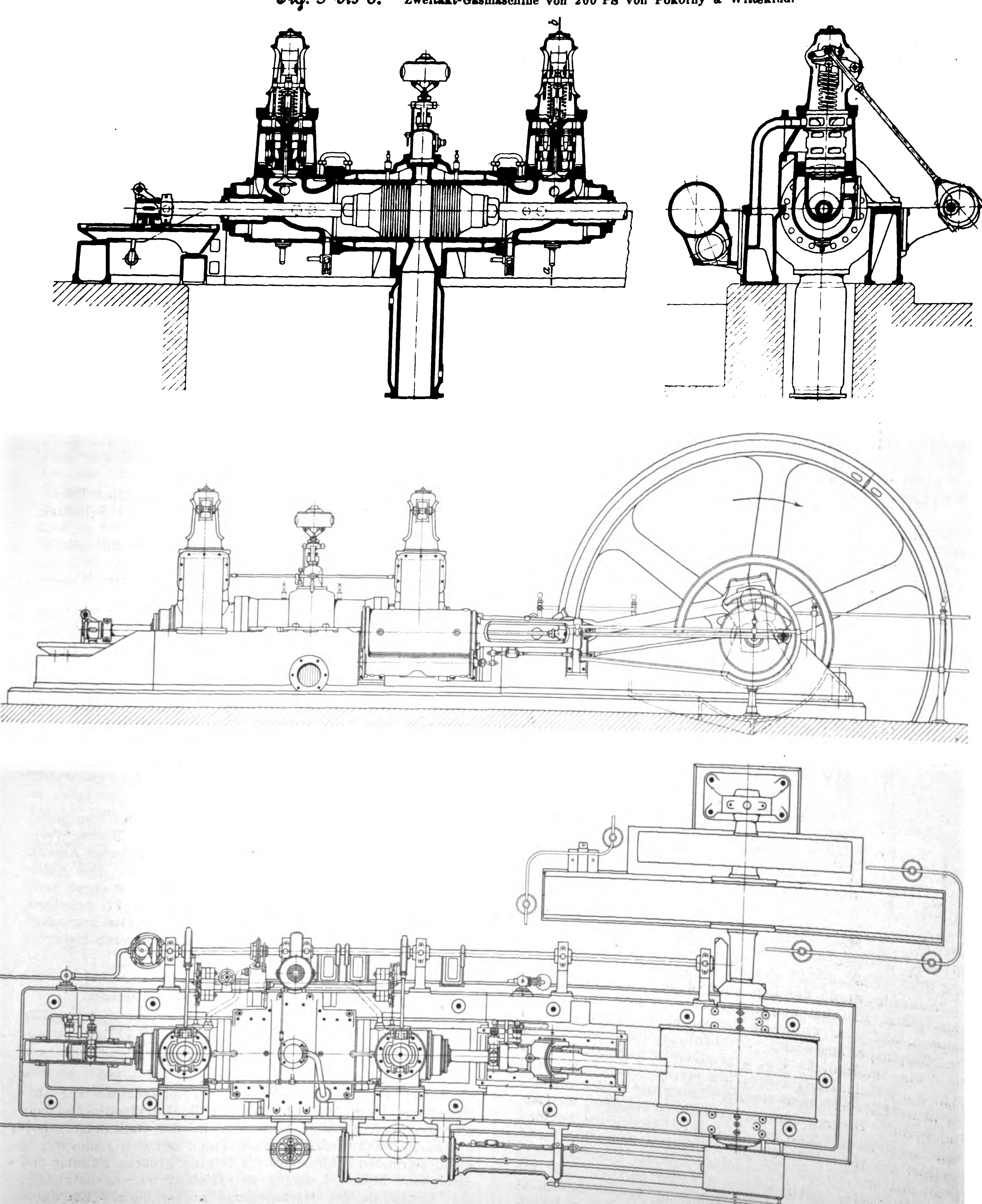
[1]) D. R. P. Nr. 163819.



der Umlaufzahl 0,3 bis 0,5 at. Wenn nun dieser Ueberdruck ausreichen würde, um durch Injektorwirkung eine genügende Menge Gas anzusaugen, so wäre damit eine bedeutende Verminderung der Ladearbeit erreicht, ganz abgesehen davon, daß alsdann durch den Fortfall der Gaspumpe eine ganz wesentliche Vereinfachung erzielt würde.

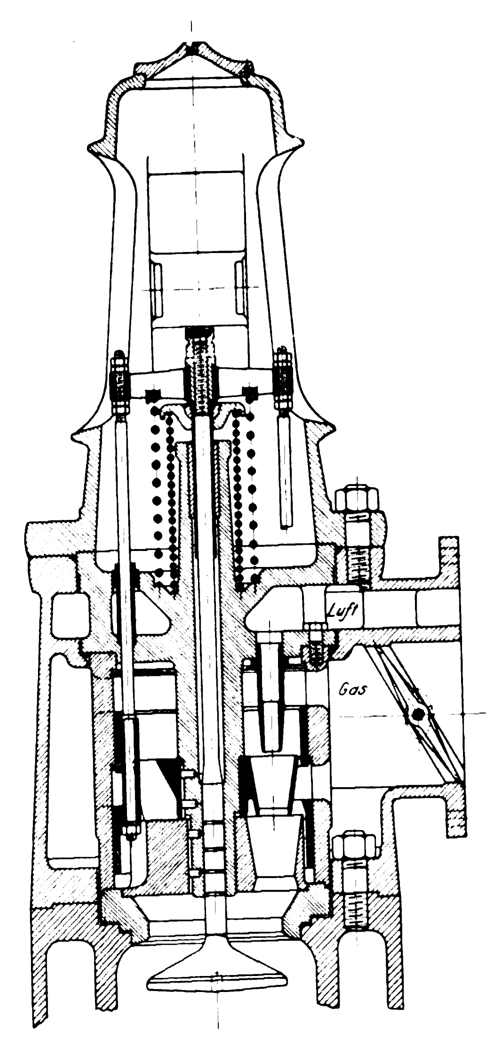
Aus Versuchen, die ich mit besonders für diesen Zweck hergestellten Apparaten in den Werkstätten von Pokorny

Fig. 5 bis 8. Zweitakt-Gasmaschine von 200 PS von Pokorny & Wittekind.



& Wittekind angestellt habe, ergab sich, daß bei einem Ueberdruck von 0,2 bis 0,7 at die ununterbrochen ausströmende Luft eine Gasmenge anzusaugen vermag, welche mindestens doppelt so groß ist wie die gleichzeitig ausströmende Luftmenge, und zwar unter Zugrundelegung von Querschnittsverhältnissen, wie sie für Gasmaschinen konstruktiv ausführbar sind. Wird das Gas mit einem geringen Ueberdruck von etwa 100 mm W.-S. zugeführt, so ergibt sich sogar ein Verhältnis von 1 : 3 zwischen saugendem Luft- und angesaugtem Gasvolumen. In allen Fällen blieb das Verhältnis von saugendem und angesaugtem Volumen, also das Mischungsverhältnis, bei den Drücken von 0,2 bis 0,7 at ungefähr gleich. Hierauf wurden Versuche zur Ermittlung der angesaugten Gasmenge bei stoßweise erfolgender Injektorwirkung — entsprechend dem Vorgange bei der Gasmaschine — angestellt, die zwar eine geringere Ansaugeleistung gegenüber der ununterbrochenen Strömung, aber immerhin ein durchaus befriedigendes Resultat ergaben, weil die angesaugte Gasmenge größer war als die saugende Luftmenge.

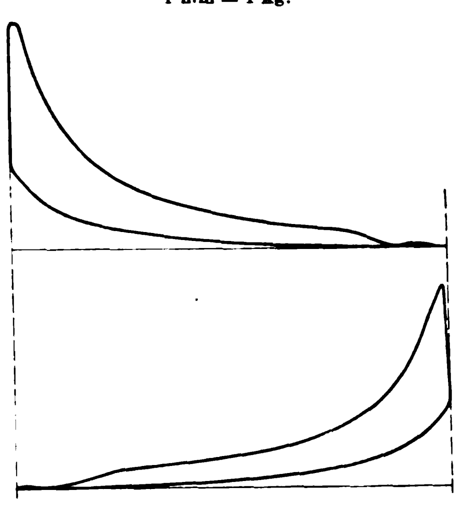
Fig. 9. Einlaßventil.



Nunmehr wurde der Bau einer doppeltwirkenden Zweitaktmaschine für eine Leistung von 200 PS in Angriff genommen, und zwar wurde sie nur mit einer Luftpumpe, also ohne Gaspumpe, ausgeführt. Die bauliche Gestaltung ist aus Fig. 5 bis 8 ersichtlich. Fig. 9 zeigt die konstruktive Durchbildung der Einlaßvorrichtungen und als wesentliches Merkmal des neuen Ladeverfahrens die Anordnung der Düsen vor dem Einlaßventil. Der mit dem Einlaßventil verbundene, die Gaszuströmung steuernde Schieber hat Ueberdeckung, so daß zunächst nur reine Luft (Spülluft) in den Arbeitzylinder einströmt und erst nach einer gewissen Zeit das Gas angesaugt wird, also Ladegemisch in den Zylinder gelangt. Für die Regelung war eine in der Gaszuleitung vor dem Einlaßventil angeordnete Drosselklappe vorgesehen. Dieses Regelverfahren ist jedoch wegen der ihm anhaftenden Mängel später abgeändert worden. Ich komme hierauf noch zurück.

Durch die Injektorwirkung wird eine vorzüglich Mischung von Gas und Luft erzielt, und die an der Maschine genommenen Arbeitsdiagramme, Fig. 10, zeugen von einem sehr guten Verlauf der Verbrennung. Die Zweitaktmaschine ist ja überhaupt hinsichtlich einer guten Mischung gegenüber der Viertaktmaschine im Vorteil, weil Gas und Luft mit einer 4- bis 5 mal größeren Geschwindigkeit zusammentreffen und sich infolgedessen inniger mischen.

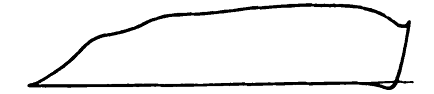
Fig. 10.
Arbeitsdiagramm bei Betrieb mit Generatorgas (ohne Gaspumpe).
1 mm = 1 kg.



Leider war es nicht möglich, an der Maschine Dauerversuche anzustellen, weil die Bremse bei einer Belastung von mehr als 150 PS schon nach kurzer Betriebzeit zu heiß wurde, so daß eine Belastung von 200 PS nur vorübergehend stattfinden konnte. Das Generatorgas von rd. 1100 WE/cbm wurde der Maschine mit einem Drucke von 200 mm Wassersäule zugeführt.

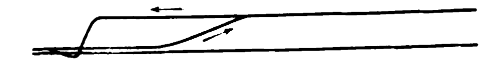
Die Ladearbeit betrug bei Vollbelastung und 124 Uml./min 7 vH der indizierten Bruttoleistung, und zwar ergab das Diagramm der Luftpumpe, Fig. 11, einen mittleren Druck von 0,45 kg/qcm.

Fig. 11. Diagramm der Luftpumpe. 20 mm = 1 kg.



Die Maschine ging dann in den Besitz der Concordiahütte A.-G. in Engers a. Rh. über und ist auf diesem Werk seit August v. Js. im Betrieb. Sie dient dort zum Antrieb einer mit ihr gekuppelten Gleichstromdynamo. Das Hochofengas hat rd. 800 WE/cbm Heizwert, und es ergab sich, daß die Leistung der Maschine nicht über 160 PS gesteigert werden konnte, weil keine genügende Menge Gas angesaugt wurde. Die Ursache lag außer in dem geringeren Heizwert des Gases zum großen Teil in dem Widerstande der Auspuffleitung, vergl. Fig. 12, wodurch die Injektorwirkung verschlechtert wird. Aber auch die in der Gaszuleitung auftretenden starken Schwingungen übten auf den Ladevorgang einen störenden Einfluß aus. Um eine größere Füllung und damit eine höhere Leistung zu erzielen, war es notwendig, den Druck in der Gaszuleitung zu erhöhen. Es wurde

Fig. 12.
Auspuff und Ladevorgang. Schwachfederdiagramm.



daher eine Gaspumpe angebaut, die nur dazu dient, die Schwingungen in der Gasleitung für den Ladevorgang unschädlich zu machen und das Gas für die Ansaugeperiode auf einen ganz geringen Druck von etwa 0,1 at zu verdichten. Es ergab sich daher auch für die Gaspumpe eine sehr einfache Ausführungsform, und man kann sie kaum als eine Pumpe bezeichnen, da sie weder Saug- noch Druckorgane hat, vergl. Fig. 13. In der Mitte des Zylinders sind Schlitze angeordnet, die vom Kolben gegen Ende des Hubes freigelegt werden. Durch diese Schlitze strömt das Gas zu, da durch die Bewegung des Kolbens im Zylinder und in den Ueberströmleitungen ein gewisser Unterdruck erzeugt wird. Bei der Rückwärtsbewegung verdichtet der Kolben das im Zylinder und in den Ueberströmleitungen vorhandene Gas auf einen Druck von etwa 0,1 at, vergl. das Diagramm Fig. 14, und es erfolgt alsdann das Ansaugen durch die Luft, also das Hinüberströmen in den Arbeitzylinder.

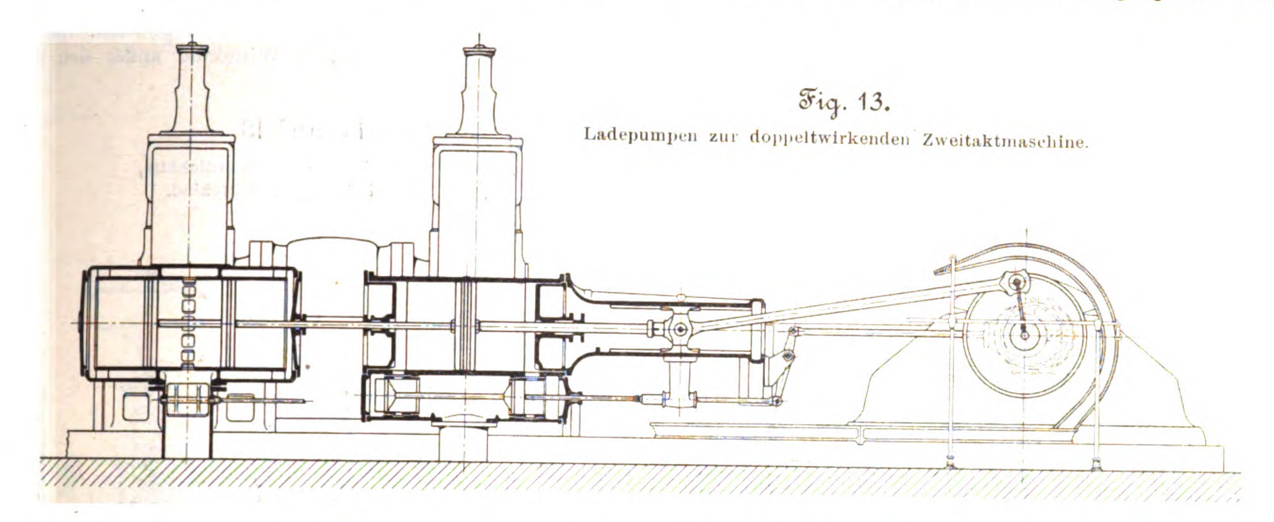


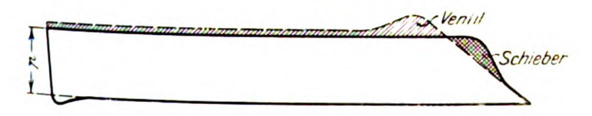
Fig. 13.
Ladepumpen zur doppeltwirkenden Zweitaktmaschine.

Fig. 14. Diagramm der Gaspumpe.
20 mm = 1 kg.



Man könnte vermuten, daß durch den Arbeitsverbrauch der Gaspumpe die Ladearbeit vergrößert wird. Das ist aber, wie ich ausdrücklich betonen möchte, nicht der Fall, weil der Druck der Luft durch Vergrößerung der Düsen entsprechend ermäßigt werden konnte, so daß der indizierte Arbeitsverbrauch von Gas- und Luftpumpe den obengenannten Wert von 7 vH der indizierten Bruttoleistung nicht übersteigt. Bei sorgfältiger Durchbildung des Verfahrens wird sich dieser Wert noch ermäßigen lassen; denn es gibt hinsichtlich des Druckes der Luft eine Grenze, bei deren Ueberschreitung die Vorteile der Injektorwirkung nicht mehr gesteigert werden. Hinsichtlich der Verminderung der Ladearbeit bleiben also die Vorteile der Injektorwirkung voll und ganz bestehen. Wenn auch die gänzliche Beseitigung der Gaspumpe nicht gelungen ist, so ist doch eine ganz bedeutende Vereinfachung gegenüber den bisherigen Ausführungen und damit auch eine größere Betriebsicherheit erreicht, ganz abgesehen davon, daß auch die Gaspumpe leichter zu reinigen ist. Beim Antrieb von Gebläsemaschinen und dergl. würde man ohnehin auf die Gaspumpe nicht verzichten, weil erst durch die Gaspumpe die Maschine gegen Geschwindigkeitsänderungen und Druckschwankungen in den Ansaugleitungen unempfindlich wird.

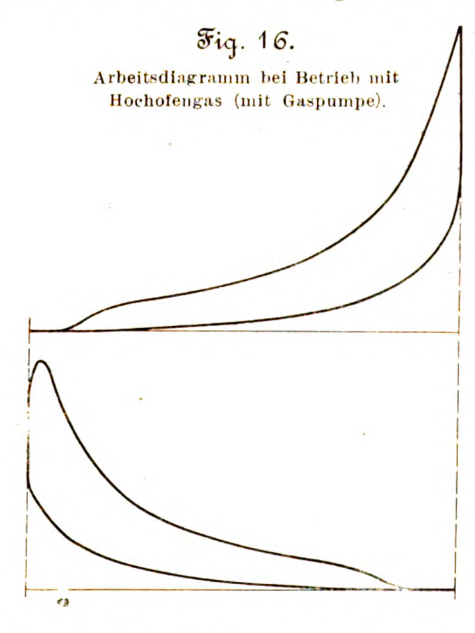
Fig. 15.



Die Regelung ist nach dem Anbau der Gaspumpe in der Weise abgeändert worden, daß eine vom Regulator betätigte Drosselklappe die Füllung der Gaspumpe verändert, vergl. Fig. 13. Infolgedessen wird der zum Ansaugen erforderliche Druck bei geringerer Belastung später erreicht, so daß — ähnlich wie bei der Körting-Maschine — das Gemenge in den Arbeitzylinder bei sinkender Belastung später einströmt, vergl. Fig. 14. Für den Antrieb von Gebläsemaschinen und dergl. genügt diese Regelung allen Anforderungen; für elektrische Betriebe kommt jedoch ein besseres Regelverfahren zur Anwendung, das ich später noch erläutern werde.

Die Luftpumpe ist mit einer einfachen Schiebersteuerung versehen. Der Schieber bietet nicht nur bedeutend größere Betriebsicherheit als das selbsttätige Ventil, sondern ist auch — sofern es sich um Drücke von weniger als 1 at handelt — wegen der geringeren Arbeitsverluste vorteilhafter, wie aus dem Vergleichsdiagramm der Figur 15, welches für einen Druck von 0,3 bis 0,5 at gilt, ersichtlich ist.

Fig. 16.
Arbeitsdiagramm bei Betrieb mit Hochofengas (mit Gaspumpe).



Genaue Versuche über den Gas- bezw. Wärmeverbrauch konnten bisher nicht angestellt werden, weil die Maschine für den Betrieb unentbehrlich ist. Aus dem Diagramm der Gaspumpe kann man übrigens annähernd den Gasverbrauch berechnen, und es ergibt sich hiernach ein Wärmeverbrauch von rd. 2100 WE für 1 PS_e-st. Die nach dem Anbau der Gaspumpe genommenen Arbeitsdiagramme, Fig. 16, zeigen einen guten Verlauf.

Pokorny & Wittekind haben außer der vorerwähnten Maschine an die Concordiahütte noch zwei Gas-Gebläsemaschinen für je 400 cbm/min Saugleistung geliefert, deren Bauart aus Fig. 17 und 18 ersichtlich ist. Hinsichtlich des Ladeverfahrens sowie der konstruktiven Durchbildung der Ladepumpen und der Einlaßorgane zeigen diese Maschinen keine wesentlichen Aenderungen gegenüber der zuvor beschriebenen. Bemerkenswert ist indes, daß die Zylinderköpfe durch Deckel, ähnlich wie bei den doppeltwirkenden Viertaktmaschinen, ersetzt sind. Die Vorteile, welche sich hieraus ergeben, brauche ich nicht näher zu erläutern.

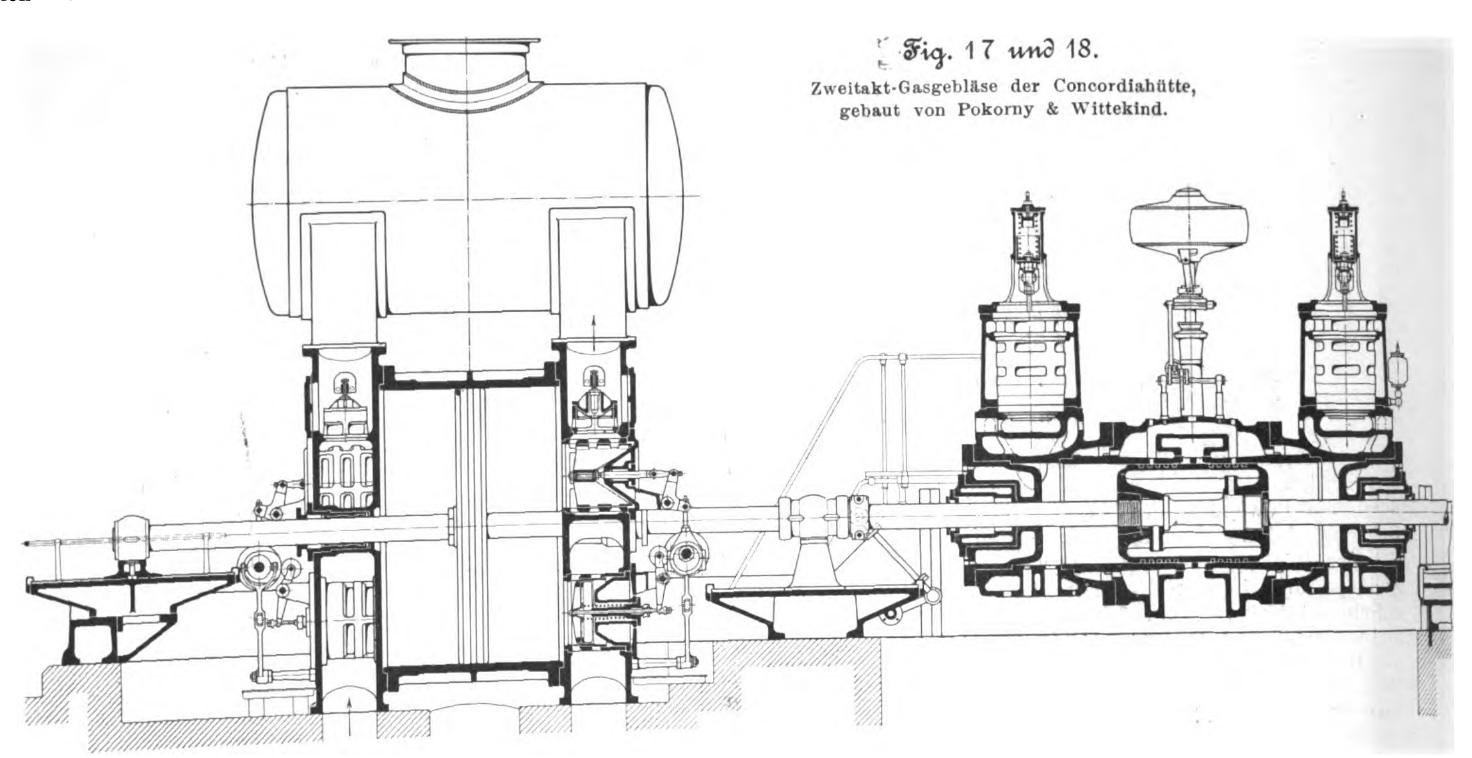
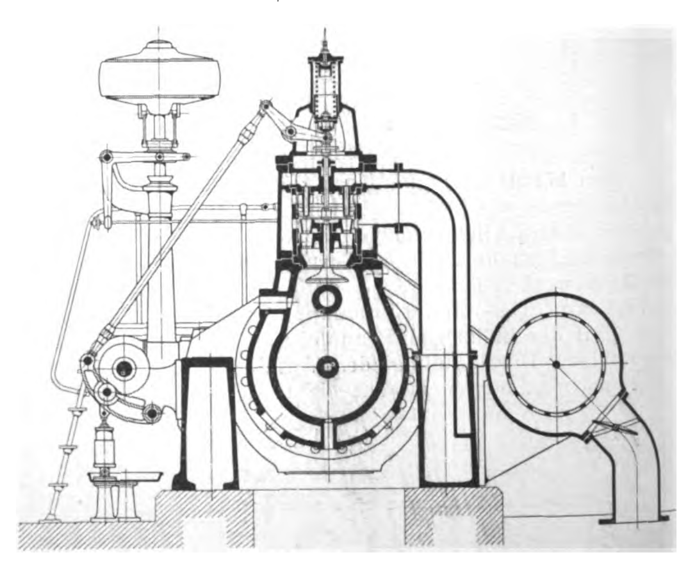


Fig. 17 und 18.
Zweitakt-Gasgebläse der Concordiahütte, gebaut von Pokorny & Wittekind.

Bei den neuesten Ausführungen der doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen von Pokorny & Wittekind ist das Steuerorgan für die Gaszuströmung nicht mehr mit dem Einlaßventil verbunden, sondern für sich als besonders gesteuertes Doppelsitzventil neben dem Einlaßventil angeordnet, Fig. 19. Das Einlaßventil wird durch Exzenter und Wälzhebel gesteuert, Fig. 20. Das Gasventil wird bei Gebläsemaschinen ebenfalls durch Exzenter und Wälzhebel gesteuert, und zwar derart, daß es gleichzeitig mit dem Einlaßventil schließt, während das Oeffnen etwas später stattfindet, damit Luft (Spülluft) vorher eintreten kann. Als Regelorgan dient eine vor der Gaspumpe angeordnete Drosselklappe, die von Hand eingestellt wird. Ein kleiner Regler rückt bei Ueberschreitung der zulässigen Umlaufzahl die Zündung aus.

Bei elektrischen Betrieben kommt für das Gasventil die in Fig. 21 dargestellte Steuerung zur Anwendung. Durch Exzenter und Wälzhebel wird das Gasventil je nach der Belastung infolge Einwirkung des Regulators früher oder später angehoben, während es mittels desselben Exzenters durch eine Abschnappsteuerung geschlossen wird, so daß es stets gleichzeitig mit dem Einlaßventil absperrt. Das bei geringer Belastung von der Gaspumpe zuviel geförderte Gas leistet bei der Rückexpansion Arbeit, so daß mit sinkender Belastung auch der Arbeitsverbrauch der Gaspumpe abnimmt.

Wenn nun auch dieses Regelverfahren für elektrische Betriebe durchaus einwandfrei sein dürfte, und wenn auch nach den geschilderten Verbesserungen die Ladearbeit nicht mehr als wesentlicher Nachteil anzusehen ist, so will ich doch nicht behaupten, daß die doppeltwirkende Zweitaktmaschine in allen Fällen der doppeltwirkenden Viertaktmaschine vorzuziehen ist. Ich habe bereits betont, daß der doppeltwirkenden Zweitaktmaschine in bezug auf die Umlaufzahl engere Grenzen gezogen sind als der doppeltwirkenden Viertaktmaschine. Dieser Uebelstand macht sich bei elektrischen Betrieben besonders dann unangenehm fühlbar, wenn es sich darum handelt, größere Leistungen als 1200 PS mit einer Einkurbelmaschine zu erzeugen, weil beim Antrieb von Drehstromdynamos das erforderliche Schwungmoment sehr groß ausfällt und auch die Dynamo wesentlich teurer wird. Ob es zweckmäßig ist, bei Gasmaschinen größere Leistungen als 1200 PS mit einer Einkurbelmaschine zu erzeugen, will ich hier nicht näher erörtern. Jedenfalls werden solche Maschinen verlangt, und auch das System wird ja nicht vom Fabrikanten, sondern vom Abnehmer gewählt. Mit Rücksicht hierauf bauen Pokorny & Wittekind außer den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen auch doppeltwirkende Viertaktmaschinen und sind daher in der Lage, nicht nur Maschinen beider Systeme anzubieten, sondern auch, frei von Vorurteilen, die Gründe darzulegen, die in dem betreffenden Falle das eine oder das andre vorteilhafter erscheinen lassen.



Die doppeltwirkenden Viertaktmaschinen von Pokorny & Wittekind weisen ebenfalls einige bemerkenswerte Neuerungen auf. Aus den Figuren 22 und 23 ist die bauliche Gestaltung der Maschine ersichtlich. Der Arbeitzylinder wird in einem Stück gegossen, der äußere Mantel jedoch mit einer Falte versehen, um eine größere Nachgiebigkeit des Mantels



gegenüber den Längendehnungen des Laufzylinders und eine gleichmäßigere Verteilung der durch den Zylinder zu übertragenden Kräfte zu erzielen.

Die Spindeln der Auslaßventile sind mit einer leicht lösbaren Kupplung versehen, so daß man die Ventile mittels

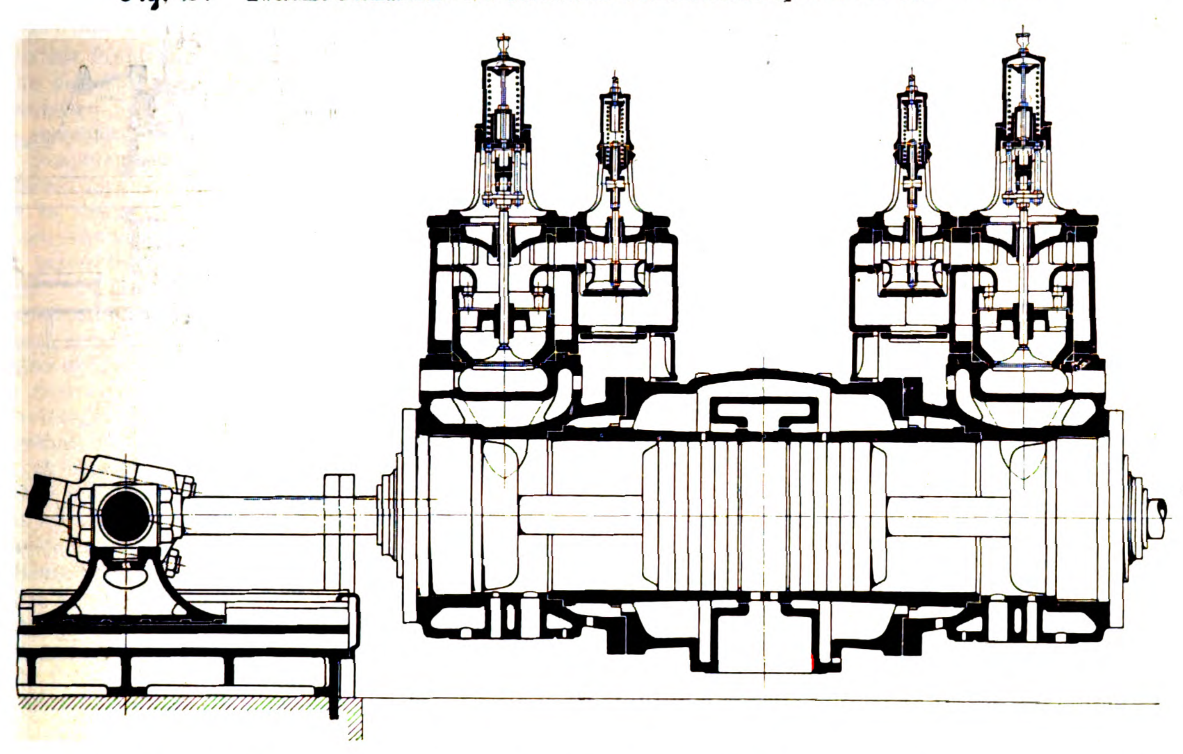


Fig. 19. Zweitakt-Gasmaschine mit besonderem Gaszuströmventil von Pokorny & Wittekind.

einer zweckentsprechend ausgebildeten, selbstspannenden Zange bequem nach oben herausnehmen kann, ohne daß die Kolbenstange entfernt wird. Dadurch wird die Reinigung der Ventile erleichtert. Sollte es jedoch einmal notwendig sein, das Auslaßventilgehäuse abzubauen, so bietet auch dies keine Schwierigkeiten, da die Abgasleitung mit einem normalen Krümmer angeschlossen ist, der sich leicht entfernen läßt.

Die Regelung erfolgt durch Veränderung des Gasgehaltes der Ladung (Qualitätsregelung), und zwar in der Weise, daß bei abnehmender Belastung das Gas später eintritt. Als Regelorgan dient ein Schieber mit doppelter Einströmung, der neben dem Einlaßventil angeordnet ist. Er wird durch eine Abschnappsteuerung betätigt, wie sie im Dampfmaschinenbau üblich ist, Fig. 24; jedoch bewirkt das

Fig. 20. Querschnitt durch das Einlaßventil.

Fig. 21. Querschnitt durch das Gasventil (für Dynamobetrieb).

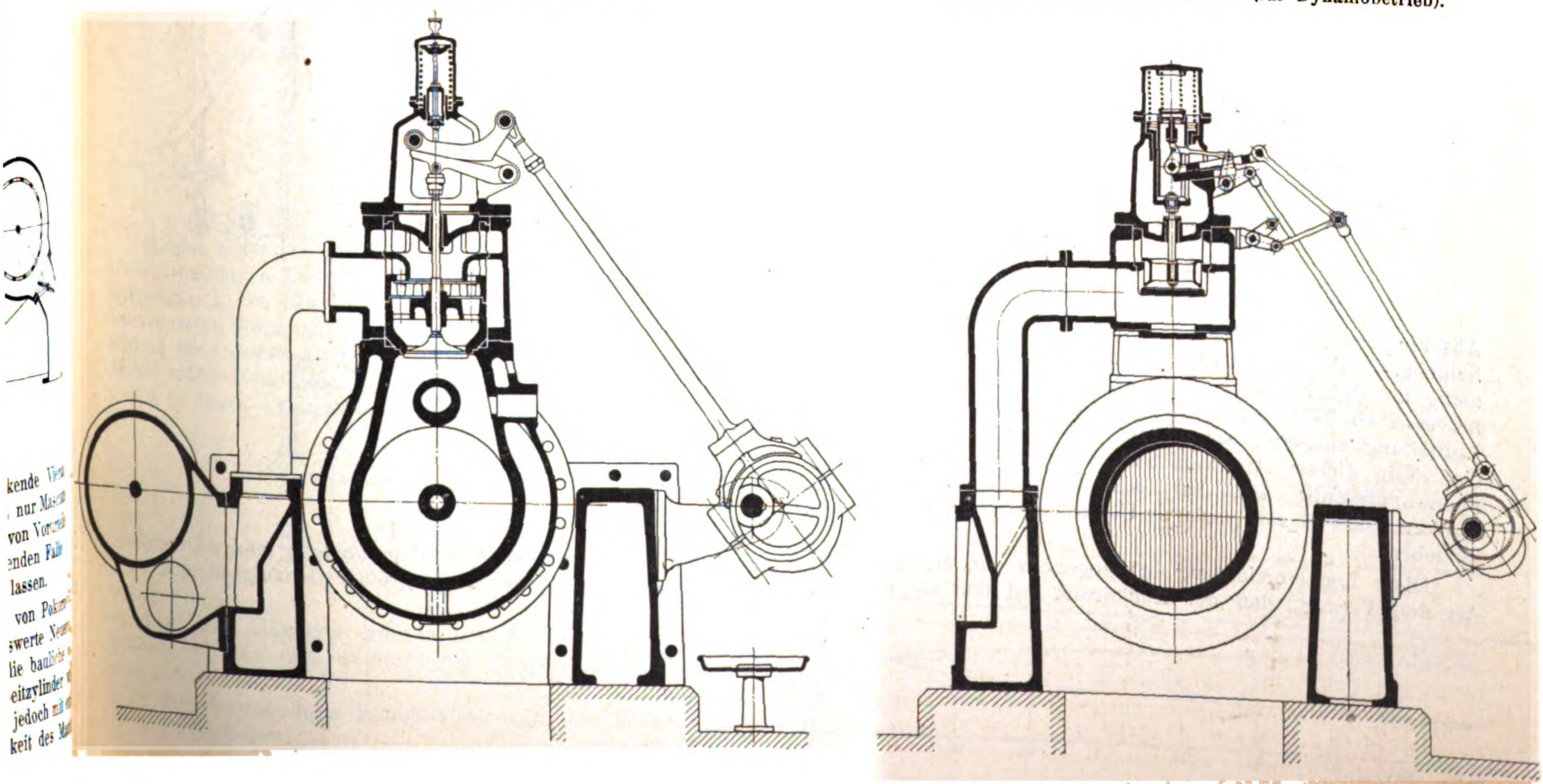
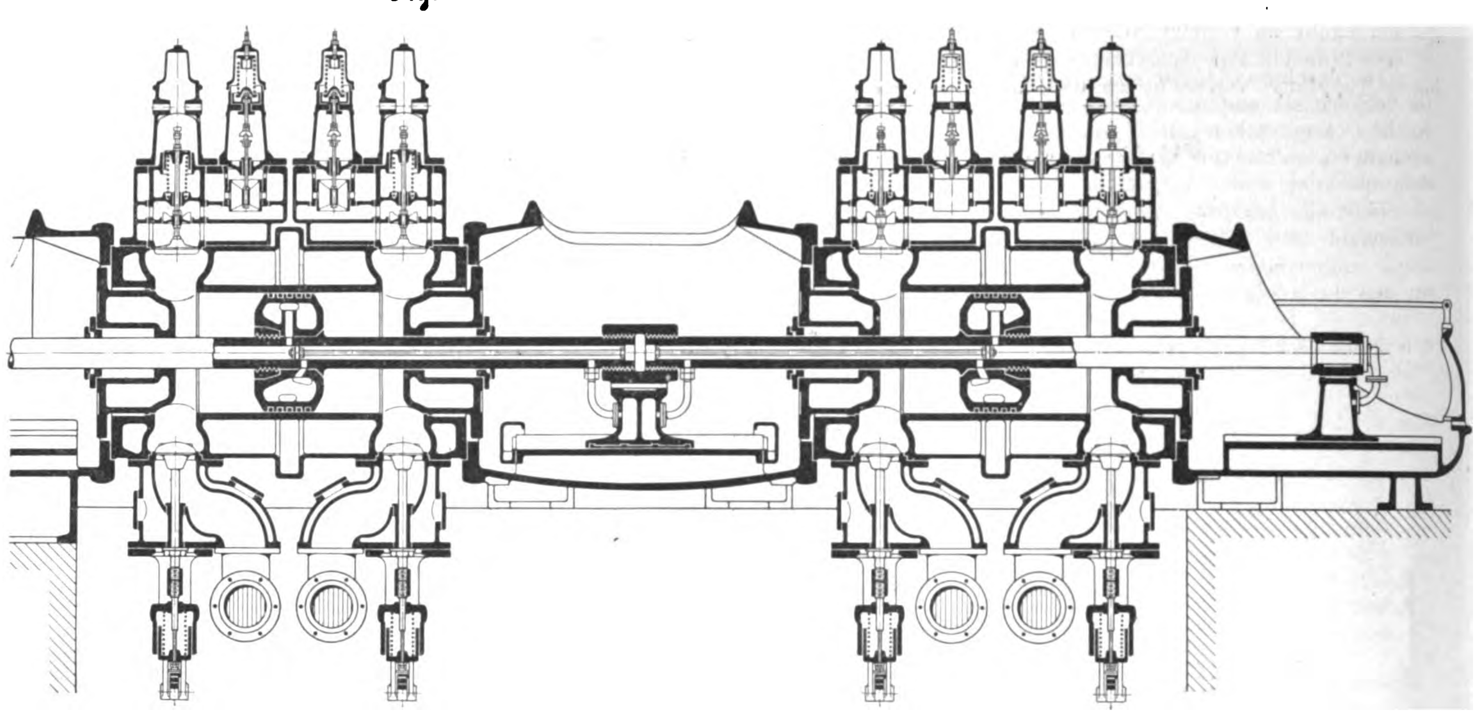


Fig. 22 und 23. Viertakt-Gasmaschine von Pokorny & Wittekind.



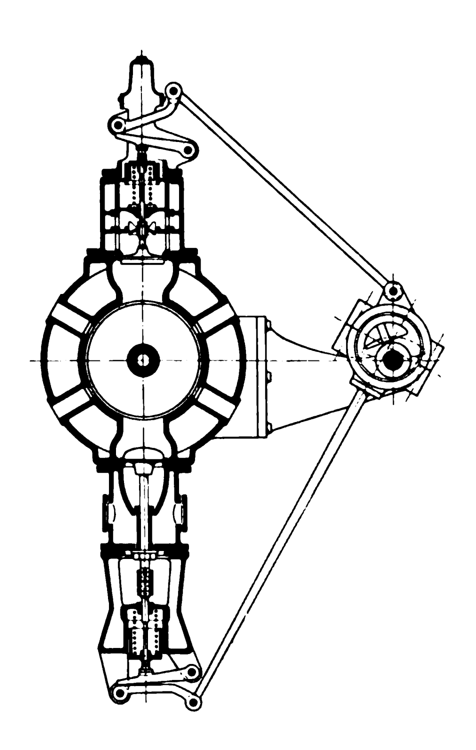
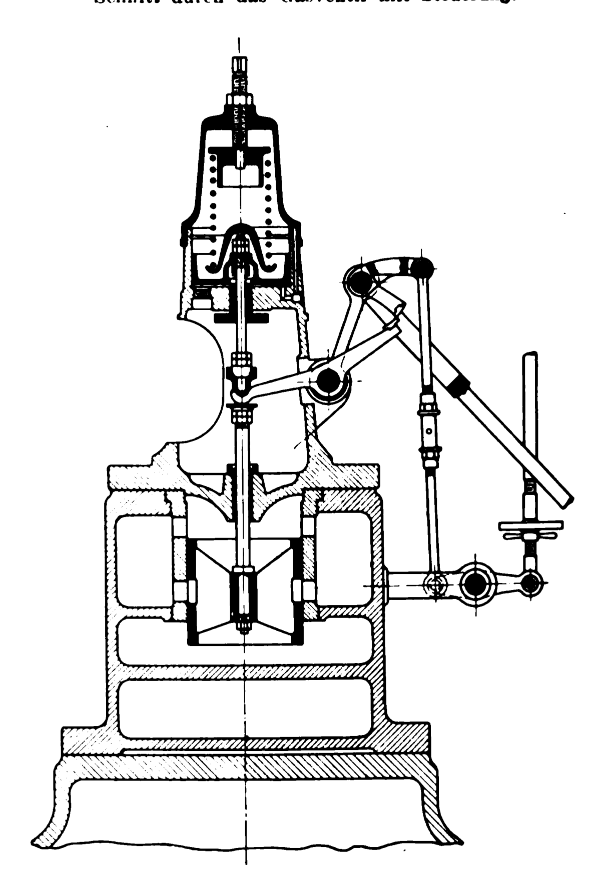


Fig. 24.

Schnitt durch das Gasventil mit Steuerung.



Abschnappen hier nicht den Schluß, sondern das Oeffnen des Schiebers. Da es nun nicht möglich ist, den Schieber gleichzeitig mit dem Einlaßventil zu schließen, so ist mit dem Einlaßventil ein Teller verbunden, der die Gasleitung gegen die Luftleitung absperrt, wenn das Einlaßventil schließt. Weil ein völlig dichter Abschluß zwischen Gas- und Luftleitung nicht notwendig ist, hat der Teller keine Sitzfläche, sondern schließt mit geringer Ueberdeckung nach Art eines Schiebers.

Diese Regelvorrichtung hat gegenüber andern ähnlicher Art den Vorzug, daß der Rückdruck auf den Regler sehr gering ist und daß sich der Regelvorgang infolge Anwendung der Abschnappsteuerung mit größter Genauigkeit vollzieht.

Schornsteinwärmespannungen.

Von **Alfons Leon**.

Die durch die ungleichmäßige Temperaturverteilung eines im Betriebe stehenden Schornsteines verursachten elastischen Kräfte waren schon öfter Gegenstand eingehender Untersuchungen. Professor G. Lang hat in seinem Werke »Der Schornsteinbau« dieser Frage ein eigenes Kapitel gewidmet.

Ich habe das Problem als räumliches behandelt und anschließend an den Vorgang Langs die Temperaturverteilung linear angenommen. Später hat M. T. Huber die Formeln für den der stationären Wärmeströmung entsprechenden logarithmischen Temperaturabfall entwickelt, was mir Gelegenheit gab, darauf hinzuweisen, daß die Schwierigkeiten der Frage nicht in den theoretischen Entwicklungen, sondern vielmehr in den schwankenden Berechnungsgrundlagen liegen. Gleichzeitig bemerkte ich, daß die Frage der Temperaturschwankungen für die Physiker in der ersten Hälfte des neunzehnten Jahrhunderts brennend war, und zwar besonders für die Gesetze der Doppelbrechung des Lichtes in ungleich erwärmten und dadurch ungleich beanspruchten Körpern. Es ist ja nicht überraschend und nicht unerhört, daß physikalische Erscheinungen und Forschungsgebiete für bestimmte Zwecke abgebaut und erschöpft und nach Jahrzehnten von Technikern (oft ohne Kenntnis der vergrabenen Arbeiten) zu neuen Zwecken und Zielen hervorgeholt und praktisch nutzbar gemacht wurden. Es sei nur z. B. an die mit der Frage der Wärmespannung in inniger Beziehung stehenden Untersuchungen Hönigsbergs über das Verhalten von beanspruchten durchsichtigen Körpern im polarisierten Licht erinnert.

Kürzlich hat R. Lorenz[1]) die Temperaturspannungen in einem Hohlzylinder bei stationärer Wärmeströmung erneut behandelt, die Formeln diskutiert und auf Flammrohre, Siederohre und hohle Kolbenstangen von Gasmaschinen angewendet, wogegen G. Duffing[2]) der Einfachheit der sich ergebenden Formeln halber für die Annahme des linearen Temperaturabfalles eintrat.

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung ist, für jedes Radienverhältnis den Fehler in Prozenten anzugeben, den man begeht, wenn man an Stelle der strengen Rechnungen die auf Voraussetzung des linearen Temperaturabfalles beruhenden Formeln anwendet.

Bei Annahme des logarithmischen Temperaturverteilungsgesetzes gelangt man für die axialen bezw. für die tangentialen Normalspannungen zu den Gleichungen

$$\left.\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{m E \alpha}{m-1}\,\frac{1}{\ln\frac{r_a}{r_i}}\left[\ln r - {}^1/_2 + \frac{r_a^2 \ln r_a - r_i^2 \ln r_i}{r_a^2 - r_i^2}\right](t_i - t_a)\\ \sigma_t &= \frac{m E \alpha}{m-1}\,\frac{1}{\ln\frac{r_a}{r_i}}\left[\frac{r_a^2 \ln r_a - r_i^2 \ln r_i}{r_a^2 - r_i^2} - 1 - \ln r + \frac{r_a^2 r_i^2 \ln\frac{r_a}{r_i}}{(r_a^2 - r_i^2)\, r^2}\right](t_i - t_a)\end{aligned}\right\} \quad (1).$$

Hierbei bedeutet r_a den äußeren, r_i den inneren Radius, r einen beliebigen Zwischenwert, t_i die Innen-, t_a die Außentemperatur, E den Elastizitätsmodul, m die Poissonsche Zahl, α den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten. An der Innen- und an der Außenfläche ist der Spannungszustand ein ebener, da die radiale Spannung verschwindet. Außerdem haben σ_z und σ_t in diesen Flächen die gleichen Werte, und zwar

$$\left.\begin{aligned}\sigma_i &= + \frac{m E \alpha}{m-1}\left[\frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} - \frac{1}{2 \ln\frac{r_a}{r_i}}\right](t - t_a)\\ \sigma_a &= + \frac{m E \alpha}{m-E}\left[\frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} - \frac{1}{2 \ln\frac{r_a}{r_i}}\right](t_i - t_a)\end{aligned}\right\} \quad . \quad (2).$$

Legt man hingegen lineare Temperaturverteilung zugrunde, so erhält man axiale bezw. tangentiale Spannung:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{m E \alpha}{3(m-1)}\,\frac{1}{r_a - r_i}\left[2\,\frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} - 3 r\right](t_i - t_a)\\ \sigma_t &= \frac{m E \alpha}{3(m-1)}\,\frac{1}{r_a - r_i}\left[-2 r + \frac{r_a^2 + r_a r_i + r_i^2}{r_a + r_i}\,\frac{r_a^2 r_i^2}{r_a + r_i}\cdot\frac{1}{r^2}\right](t_i - t_a)\end{aligned}\right\} \quad (3).$$

und bei Versonderung für die Begrenzungsflächen:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_i &= + \frac{m E \alpha}{3(m-1)}\,\frac{2 r_a + r_i}{r_a + r_i}(t_i - t_a)\\ \sigma_a &= - \frac{m E \alpha}{3(m-1)}\,\frac{r_a + 2 r_i}{r_a + r_i}(t_i - t_a)\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (4).$$

Die Gleichungen (2) und (4) lassen sich auch in folgender Form anschreiben:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_i &= \frac{m E \alpha}{m-1}(t_i - t_a) z_i\\ \sigma_a &= \frac{m E \alpha}{m-1}(t_i - t_a) z_a\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Hierbei ist, wenn $x = \frac{r_a}{r_i}$ das Radienverhältnis ausdrückt, bei logarithmischer Temperaturverteilung

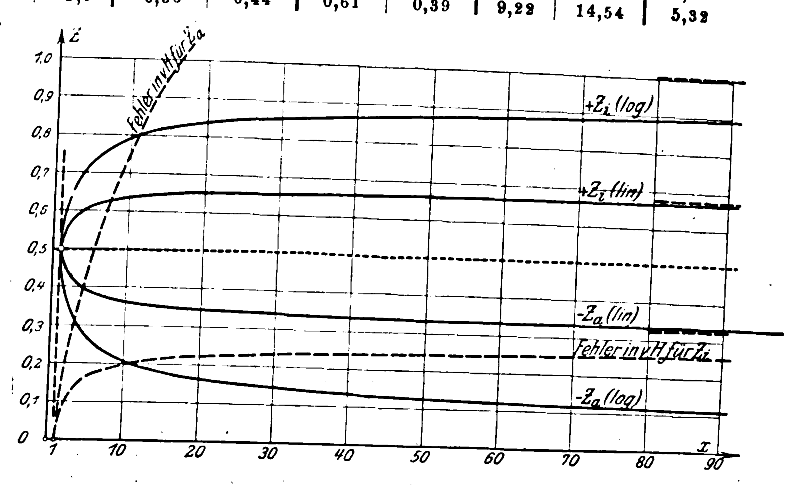
$$\left.\begin{aligned}z_i &= \frac{x^2}{x^2 - 1} - \frac{1}{2 \ln x}\\ z_a &= \frac{1}{x^2 - 1} - \frac{1}{2 \ln x}\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6),$$

bei linearer Temperaturverteilung

$$\left.\begin{aligned}z_i &= + {}^1/_3\,\frac{2x + 1}{x + 1}\\ z_a &= - {}^1/_3\,\frac{x + 2}{x + 1}\end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Die folgende Zahlentafel gibt die Werte von z_i und z_a sowohl für den logarithmischen als auch für den linearen Temperaturabfall. Daraus ergeben sich in den Reihen 6 und 7 die prozentuellen Fehler, bezogen auf die strengen Formeln. Die letzte Reihe gibt die Differenz der Fehler für Außen-

x	linear		logarithmisch		Fehler in vH, bezogen auf log.		Differenz
	z_i	$-z_a$	z_i	$-z_a$	z_i	$-z_a$	
1,00	0,50	0,50	0,50	0,50	0,00	0,00	0,00
1,01	0,50	0,50	0,50	0,50	0,15	0,15	0,00
1,02	0,50	0,50	0,50	0,50	0,32	0,33	0,00
1,05	0,50	0,50	0,51	0,49	0,80	0,85	0,02
1,1	0,51	0,49	0,52	0,48	1,54	1,64	0,10
1,2	0,52	0,48	0,53	0,47	2,86	3,23	0,37
1,3	0,52	0,48	0,54	0,46	4,01	4,77	0,76
1,4	0,53	0,47	0,56	0,44	5,02	6,27	1,26
1,5	0,53	0,47	0,57	0,43	5,91	7,74	1,83
1,6	0,54	0,46	0,58	0,42	6,71	9,17	2,45
1,7	0,54	0,46	0,59	0,41	7,43	10,56	3,12
1,8	0,55	0,45	0,60	0,40	8,08	11,91	3,83
1,9	0,55	0,45	0,60	0,40	8,68	13,25	4,57
2,0	0,56	0,44	0,61	0,39	9,22	14,54	5,32



[1]) Temperaturspannungen in Hohlzylindern, Z. 1907 S. 743.
[2]) Z. 1907 S. 844.

und Innenfläche. Man findet, daß für dünne Röhren die verschiedenen Formeln übereinstimmende Werte liefern. Ist die Schornsteinwand ebenso dick wie der innere Halbmesser, so beträgt der Fehler in den Spannungen der Innenfläche 9,2 vH, an der Außenfläche 14,5 vH. Immer ist der Fehler innen kleiner als außen.

In der Figur ist der Verlauf der Werte z_i und z_a bei beiden Voraussetzungen und ebenso der prozentuelle Fehler zeichnerisch dargestellt.

Um für ein bestimmtes Radienverhältnis die Spannungen zu bekommen, hat man die aus der Zahlentafel (unmittelbar oder durch Interpolation) sich ergebenden Werte mit $\frac{mE\alpha}{m-1}(t_i-t_a)$ zu multiplizieren.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. August 1907.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 3 Juli 1907.
Vorsitzender: Hr. Rasch. Schriftführer: Hr. Dubbel.
Anwesend 31 Mitglieder und Gäste.

Gustav Herrmann †

Dem verstorbenen Ehrenmitgliede des Bezirksvereines, Professor Dr.-Ing. Gustav Herrmann, widmet der Vorsitzende folgenden Nachruf:

»M. H.! Nur zu oft kommt der Vorsitzende eines Vereines von der Stärke des unsrigen in die Lage, das Hinscheiden eines treuen Mitgliedes der Versammlung anzuzeigen. Auch im laufenden Jahre hat der Tod dem Aachener Bezirksvereine deutscher Ingenieure bereits empfindliche Verluste beigebracht, aber zum erstenmal gilt unsre Trauer einem Manne, dem wir die höchste Auszeichnung, über die wir verfügen, die Ehrenmitgliedschaft, erst vor kurzer Frist verliehen haben.

Friedrich Gustav Herrmann wurde am 19. Dezember 1836 zu Halle a. S. geboren. Er besuchte in den Jahren 1855 bis 1859 das Kgl. Gewerbe-Institut zu Berlin, worauf er bis 1868 in der Praxis tätig war. Vom 21. Mai 1868 bis zu seiner Berufung nach Aachen wurde er als Hülfsarbeiter bei der Kgl. Technischen Deputation für Gewerbe im Handelsministerium, als Dozent der Kgl. Bauakademie zu Berlin und als Hülfsarbeiter bei der Generaldirektion der Telegraphen beschäftigt.



In diese Zeit fällt also seine erste Betätigung als Lehrer. Daß sie erfolgreich gewesen, beweist nicht nur seine Berufung an die hiesige Hochschule, sondern auch das mir vor kurzem mitgeteilte Urteil eines seiner Hörer läßt darauf schließen, daß Herrmann schon damals in hohem Grade befähigt war, das geistige Band zwischen Lehrer und Schüler, das zum Verständnis des Lehrgegenstandes so unerläßlich ist, anzuknüpfen und festzuhalten.

Am 1. April 1870 wurde der Verblichene ordentlicher Lehrer der mechanischen Technologie an der Rheinisch-Westfälischen Polytechnischen Schule zu Aachen und verblieb in dieser Stellung bis zum 1. April 1906, an welchem Tag er in den Ruhestand getreten ist.

Im Jahr 1872 wurde ihm der damals mit seiner Stellung noch nicht verbundene Titel Professor beigelegt.

Im Herbst 1874 erhielt er einen Ruf nach München; aber es gelang dem damaligen Leiter unsrer Technischen Hochschule, Hrn. v. Kaven, Herrmann zum Verbleiben in seiner Stellung zu bewegen. Sein hierauf bezüglicher Bericht an den Regierungs-Präsidenten läßt deutlich die Wertschätzung erkennen, deren Herrmann sich erfreuen durfte; von Kaven spricht die Ansicht aus, die im Werden begriffene, mit Schwierigkeiten aller Art kämpfende Aachener Hochschule würde solche Schläge nicht ertragen können, ohne fast der Mutlosigkeit anheim zu fallen. Er bezeichnet Herrmann als einen Mann, »der die bei eigentlichen Technologen selten gefundene Qualität besitzt, auch ein vortrefflicher Theoretiker zu sein, der mit umfassendem und scharfem Verstande begabt, imstande ist, die Technologie von der Stufe einer mehr beschreibenden Wissenschaft auf eine höhere zu heben.

von Kaven ist es gelungen, Herrmann zum Verbleiben in seiner Stellung zu bewegen und damit der hiesigen Technischen Hochschule einen ihrer hervorragendsten Lehrer zu erhalten.

Zahlreiche Veröffentlichungen zeugen von seiner wissenschaftlichen Tätigkeit[1]). Am bekanntesten dürfte wohl seine Bearbeitung der späteren Auflagen des Weisbachschen Werkes: Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, aus den Jahren 1875 bis 1901 sein.

Dem Aachener Bezirksvereine deutscher Ingenieure gehörte der Verstorbene seit seiner Uebersiedelung nach Aachen 1870 an. Wir finden in der Geschichte des Vereines den Namen des Lehrers am Polytechnikum G. Herrmann erstmalig am 2. August 1871 verzeichnet, an welchem Tage Herrmann einen Vortrag über Hammerwerksräder in Westfalen gehalten hat. Im nächsten Jahre sprach er über eine von ihm ausgeführte Turbinenanlage in Remscheid und über Vulkanisieren des Kautschuks. In seinen zahlreichen Vorträgen, die er im Laufe der nächsten Jahre im Bezirksverein gehalten hat, tritt eine außerordentliche Vielseitigkeit zutage, die zwar zum Teil in seinem Beruf als Technologe begründet liegt, die aber doch in Erstaunen setzen muß.

Der Höhepunkt seiner Tätigkeit in unserm Bezirksverein fällt in die letzte Hälfte der 80er Jahre. Wenn wir aber erfahren, daß er erstmalig im Jahr 1890 aus Gesundheitsrücksichten um eine gewisse Entlastung in einer nebenamtlichen staatlichen Funktion eingekommen ist, so haben wir keinen Grund zu der Annahme, daß sein Interesse für unsern Bezirksverein nachgelassen habe, wir verstehen vielmehr, daß sein beginnendes Leiden ihn gezwungen hat, seine Vereinstätigkeit einzuschränken. Zum letztenmale hatten wir Gelegenheit, seinen lebhaften, häufig durch humorvolle Redeweise gewürzten Darstellungen zu lauschen, als er am 15. Oktober 1902 einen Vortrag über »das Kraftschmieden« gehalten hat.

Aber auch an der sonstigen Tätigkeit des Vereines beteiligte sich Herrmann, bis ihn Gesundheitsrücksichten und nicht zum wenigsten sein zunehmendes Gehörleiden zurückhielten. Ich erwähne nur die Behandlung der Frage der Entwertung von Maschinen durch den Betrieb 1886 und sein Eintreten für die Errichtung von Maschinenbaulaboratorien an technischen Hochschulen 1895.

Persönlich war Herrmann von einer außerordentlichen, liebenswürdigen Herzensgüte, die auch jeden Fremden sofort für ihn einnehmen mußte. Davon wissen nicht nur seine Freunde und Kollegen zu erzählen, sondern das hat sich auch all denen unauslöschlich eingeprägt, die als seine Schüler in den schwersten Stunden ihrer Studienzeit, im Examen, ihm gegenübersaßen. Manches aufgeregte Gemüt hat er durch freundschaftliche, meist humorvolle Behandlung in solchen Stunden beruhigt.

Ich halte es durchaus nicht für ein notwendiges Erfordernis eines guten Mannes, daß man ihm nach seinem Tode

[1]) Gustav Herrmanns schriftstellerische Arbeiten:

Bücher.

Weisbach, Jul., Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Bearbeitet von Gustav Herrmann. Braunschweig 1875 bis 1901. — Das graphische Einmaleins. Braunschweig 1875. — Zur graphischen Statik der Maschinengetriebe. Braunschweig 1879. — Die graphische Behandlung der mechanischen Wärmetheorie. Berlin 1885. — Die graphische Untersuchung der Zentrifugalregulatoren. Berlin 1886. — Der Reibungswinkel. (Würzburger Festgabe.) Braunschweig 1882. — Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen. Berlin 1889 bis 1900 und 1906. — Die gewerbliche Arbeit. Kaisergeburtstagsrede 1891. Aachen 1891. — Maschinen für Faserstoffindustrie. (Amtlicher Bericht über die Wiener Weltausstellung 1873. Bd. 2 Heft 1) Braunschweig 1894. — Reiseberichte über die Hauptergebnisse meines Besuches der Pariser Weltausstellung 1878. (Manuskript) — Die deutsche allgemeine Ausstellung für Unfallverhütung. Kaisergeburtstagsrede 1890. Aachen 1890.

Zeitschriften-Artikel.

Die Zahnfläche und ihre automatische Erzeugung. (Verhdlgn. des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes 1877) — Zur graphischen Behandlung der mechanischen Wärmetheorie (Z. 1884) — Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen. (Verhdlgn. zur Beförderung des Gewerbfleißes 1884) — The operation of the centrifugal machines. (Transact. of American Soc. of Mech. Engineers Vol. 14, 1893) — Die graphische Untersuchung der Zentrifugalregulatoren. (Z. 1886)



nachrühmen kann, er habe nie einen Feind gehabt. Ich glaube aber, daß man dies von Herrmann sagen kann, nur möchte ich dabei nicht mißverstanden sein. Wer seinen eigenen Weg im Leben gehen will, hat es im allgemeinen nicht leicht, am wenigsten, wenn er eine öffentliche Stellung einnimmt. Allen Meinungsverschiedenheiten und Reibereien ängstlich auszuweichen, ist aber nicht jedermanns Sache und auch Herrmann hat sich dazu nicht verstanden. Meinungsverschiedenheiten auszutragen, hat er sich allerdings nicht gescheut. Daß ihm daraus aber von irgend einer Seite eine dauernde Gegnerschaft erwachsen sei, ist mir nicht bekannt.

Die ihm von der Technischen Hochschule in Karlsruhe verliehene Würde eines Dr.-Ing. ehrenhalber mag ihm wohl die liebste Auszeichnung gewesen sein, obwohl es ihm auch sonst nicht an äußeren Zeichen der Anerkennung gefehlt hatte.

Bald nachher sah er sich aus Gesundheitsrücksichten in die Notwendigkeit versetzt, seine Lehrtätigkeit einzuschränken und um Vertretung einzukommen. Die Unterrichtsverwaltung kam diesem Ersuchen bereitwilligst nach, ja sie tat noch mehr, indem sie ihm eine noch weitergehende Entlastung anbot, damit er recht lange noch in seinem Amte bleiben könne. Wie er selbst darüber dachte, zeigt sein Rücktrittsgesuch vom November 1905. Zwar gibt er auch hier als unmittelbare Veranlassung zunehmende Kränklichkeit an, aber seine Hauptsorge scheint doch gewesen zu sein, er könne durch längeres Verweilen im Amte dem Eintritt einer rüstigeren, jugendlichen Lehrkraft im Wege stehen, »die imstande ist, vermöge ihrer noch ungebrochenen Elastizität auf die lernende Jugend in einem Maße anregend und fördernd zu wirken, wie es einer älteren Lehrkraft niemals gegeben sein wird, wie hoch man auch bei derselben die reiche Erfahrung und die erlangte Reife des Urteiles einschätzen möge«.

Am 1. April 1906 ist Herrmann nach 36jähriger Tätigkeit aus seinem Lehramt geschieden. Die Hoffnung seiner Freunde, es möchten ihm noch lange Jahre der Ruhe in befriedigender, gesundheitlicher Verfassung beschieden sein, hat sich leider nicht erfüllt. Zwar feierte er in geistiger Frische am 19. Dezember 1906 seinen 70. Geburtstag, doch hat schon ein halbes Jahr später, am 13. Juni 1907, ein schmerzloser Tod diesem reichen Leben ein Ende bereitet.

Ich bitte Sie, meine Herren, mich zu ermächtigen, daß ich der Frau, die während eines Zeitraumes von fast 40 Jahren in glücklichster Ehe Freud und Leid mit ihm geteilt hat, ausspreche, daß der Aachener Bezirksverein deutscher Ingenieure mit ihr an der Bahre eines seiner Besten trauert, und daß wir sein Andenken stets in Ehren halten werden.«

Eingegangen 25. März 1907.

Thüringer Bezirksverein.

Sitzung vom 19. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Meyer. Schriftführer Hr. Donner.

Anwesend etwa 45 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung von geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Dr. jur. Bürner (Gast) über die Kupferfrage in Deutschland.

Nach Erörterungen über die Preisschwankungen des Kupfers geht der Vortragende auf die Welterzeugung von Kupfer ein, an welcher die Vereinigten Staaten den Hauptanteil haben, s. Zahlentafel 1.

Die Preisbewegung des Kupfers betrifft vornehmlich die elektrotechnische Industrie, da diese bestimmte Anforderungen an die Leitfähigkeit des Metalles stellen muß und deshalb nur eine bestimmte Sorte aus einem bestimmten Lande gebrauchen kann; es handelt sich um Elektrolytkupfer aus den Vereinigten Staaten. Dieses wird aus Rohkupfer raffiniert und ungefähr in folgender Weise gewonnen. Die 1,5 bis 3 cm starken Anoden werden aus Rohkupfer mit 98 bis 99,3 vH Kupfer gegossen; als Kathoden dienen dünne Kupferbleche aus reinstem Kupfer, als Elektrolyt eine Kupfersulfatlösung mit 150 bis 200 g Kupfervitriol und 50 g Schwefelsäure auf 1 ltr. Die Bäder werden terrassenförmig aufgestellt, so daß die Lauge von einem Bade zum nächstfolgenden tieferen fließt. Bei diesem Verfahren wird von der Anode Kupfer gelöst und in annähernd gleicher Menge reinstes Kupfer (99,99 vH) an der Kathode niedergeschlagen. Die im Rohkupfer enthaltenen Metalle, wie Fe, Ni, Co, Zn, gehen als Sulfate in Lösung und verunreinigen den Elektrolyt. Die im Rohkupfer enthaltenen Edelmetalle, namentlich Ag, scheiden sich in dem vom Rohkupfer abfallenden, aus Cu-Sulphur, Sb, Sn und Bi bestehenden Schlamm aus, der auf Bleitellern aufgefangen wird. In den innen mit Bleiplatten ausgekleideten Holzbottichen hängt eine große Anzahl von Anoden und Kathoden in Abständen von 5 bis 6 cm; sämtliche Anoden und sämtliche Kathoden stehen untereinander in leitender Verbindung. Man arbeitet mit einer Stromstärke von 30 Amp auf 1 qm Kathodenfläche, aber auch mit wesentlich höheren Stromstärken.

Zahlentafel 1.

Jahr	Welterzeugung t	Vereinigte Staaten	Anteil vH
1800	10 000	—	—
1830	30 000	—	—
1882	181 622	40 470	22,30
1885	225 582	74 050	32,90
1890	269 455	116 325	43,20
1891	279 391	128 179	45,90
1892	310 472	152 620	49,10
1893	303 530	147 310	48,60
1894	324 505	159 695	49,20
1895	334 565	172 300	51,80
1896	373 363	203 893	54,60
1897	398 755	216 060	54,20
1898	429 626	234 271	54,50
1899	472 244	262 206	55,50
1900	479 514	263 502	55,00
1901	516 628	265 250	51,30
1902	541 295	292 870	54,10
1903	574 740	307 570	53,50
1904	640 935	361 980	56,50
1905	672 845	379 545	57,00

Die elektrolytische Darstellung von reinem Kupfer wurde zuerst in einer kleinen Anlage der Mansfelder Gewerkschaft versucht. 1878 wurde die erste Dynamomaschine auf dem Kommunion-Hüttenwerke zu Oker im Harz aufgestellt, und bald darauf fand das Verfahren in Nordamerika Eingang, wo es die größte Entwicklung erfuhr. Die großen elektrischen Raffinerien Nordamerikas verarbeiten jetzt etwa 3/5 der gesamten dortigen Kupfererzeugung, während die Mansfelder Gewerkschaft im vorletzten Jahre bei einer Gesamtgewinnung von 18000 t Rohkupfer nur 2000 t Elektrolytkupfer herstellte. Das elektrolytische Verfahren ist nämlich nur dann wirtschaftlich, wenn das zu raffinierende Rohkupfer erhebliche Mengen Edelmetalle enthält; ohne diese ist es zu teuer. In Amerika raffiniert man deshalb kein Kupfer mit weniger als 900 g Ag auf 1 t und hat derartiges Rohkupfer auch in großen Mengen zur Verfügung, während von andern Ländern nur noch Chile geringere Mengen besitzt.

Aus diesem Grunde kommen für die Deckung unsres Kupferbedarfes die Vereinigten Staaten fast ausschließlich in Betracht. Kupfer findet sich hier in vielen Staaten, am häufigsten am Oberen See; hier in großen Massen, häufig vergesellschaftet mit Silber, zum Teil in Gängen bis zu 4,5 m Mächtigkeit, auch in Klumpen bis zu 2000 t.

Die Erzeugung der Hauptstaaten betrug:

Staaten	1905 t	1904 t
Montana	152 000	135 000
Arizona	115 000	86 500
Michigan	100 000	94 500
Utah	27 100	21 500
Kalifornien	9 100	13 000
Ost- und Südstaaten	7 500	6 900

Dies ergibt für 1905 eine Zunahme von rd. 16 vH gegenüber 1904, in welchem Jahr eine gleiche Zunahme gegenüber 1903 stattgefunden hat; in den vorhergehenden Jahren hatte die Steigerung der Kupferproduktion durchschnittlich nicht mehr als 8 vH betragen.

Der Vortragende geht dann auf die Treibereien an der New Yorker Börse ein, sowie auf die Streitigkeiten zwischen Heinze und der Amalgamated Copper Co., die mit einem Vergleich und damit einer Kräftigung der Stellung der Amalgamated Copper Co. geendigt haben, die heute mit einer Jahreserzeugung von rd. 253680 t mehr als die Hälfte des in den Vereinigten Staaten erzeugten Kupfers in ihrer Hand vereinigt.

Die Industrie bedarf in stets steigendem Maße des Kupfers; die elektrischen Anlagen, hauptsächlich Vorort- und Untergrundbahnen und Kraftwerke, werden dauernd vermehrt. Ob aber der gegenwärtig herrschende Kupferpreis die Nachfrage nicht einschränken wird, muß erst abgewartet werden. Bezeichnend ist, daß nach Ersatzmitteln gesucht wird; so wird z. B. Aluminium an Stelle von Kupfer hauptsächlich bei elek-

trischen Drähten benutzt, ferner bei Herstellung aller Gegenstände, die sonst aus Kupferblech gefertigt werden, und schließlich auch beim Bau von Automobilen und der Herstellung von Küchengeräten. Aluminiumdrähte sollen sich allerdings nur im warmen Klima bewähren und finden deshalb hauptsächlich in Kalifornien Verwendung.

Der Vortragende erörtert dann noch die Frage, ob die Gefahr eines Kupfermonopols vorliegt, und welche Gegenmaßregeln gegebenenfalls dagegen ergriffen werden könnten. Ueber die Erzeugungs-, Ein- und Ausfuhrverhältnisse von Deutschland gibt Zahlentafel 2 Aufschluß.

Zahlentafel 2.

Jahr	Erzeugung [1]) t	Einfuhr t	Ausfuhr t	Verbrauch t
1891	24 092	34 182	6247	52 027
1892	24 781	32 498	6598	50 681
1893	24 011	38 455	7517	54 949
1894	25 722	37 032	6609	56 145
1895	25 777	44 365	6329	63 813
1896	29 319	56 115	5996	79 438
1897	29 408	67 573	7183	89 798
1898	30 695	73 291	6972	97 014
1899	34 626	70 091	7061	97 656
1900	30 929	83 503	5505	108 927
1901	31 317	58 620	5097	84 840
1902	30 578	76 050	4678	101 950
1903	31 214	83 260	4333	110 141
1904	30 262	110 231	4223	136 270
1905	31 000 [2])	102 218	5958	127 260
1906	31 000	125 855	6949	150 960

[1]) berechnet aus: 1) zu Rohkupfer verhütteten fremden und einheimischen Erzen und Zwischenerzeugnissen; 2) Zufuhren von zu raffinierendem Rohkupfer; 3) Zufuhren von raffiniertem Kupfer.

[2]) geschätzt.

Hr. **Hofweber** spricht über die **Dampfturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Zoelly-Turbine** und behandelt einleitend die geschichtliche Entwicklung der mehrstufigen Turbinen.

Bereits im Jahr 1827 haben **Real** und **Bichon** ein französisches Patent auf eine vielstufige Aktionsturbine mit axialer Beaufschlagung genommen. Die Welle der Turbine hat 31 Absätze zur Aufnahme je eines Laufrades; die Laufräder sind am Umfange mit Schaufeln versehen, die zur Turbinenachse schräg stehen, und von denen gesagt wird, daß der Dampf auf sie in der Weise einwirkt, wie der Wind auf die Flügel einer Windmühle. Die Erfinder bezeichnen diese Wirkungsweise mit »Impulsion« im Gegensatz zu einer andern Turbinenkonstruktion, die sie gleichzeitig anmelden, und von der sie sagen, daß der Dampf hier durch Reaktion wirkt. Die Schaufelung selbst und ihre Teilung lassen keinen Zweifel über die Aktionswirkung des Dampfes aufkommen. Die Leiträder bestehen aus Scheiben, die die Welle mit Spiel umschließen und am Umfange vorspringende Kränze tragen. Sie sind in dem gemeinschaftlichen Gehäuse aneinander geschoben und bilden für jedes Laufrad eine getrennte Kammer. Der Dampf wird an der Stirnfläche des Gehäuses eingeleitet, dehnt sich in den gebohrten Düsen der Leiträder allmählich aus und durchströmt in 31 Stufen die gegenüber jedem Leitrad befindlichen Laufräder.

Im Jahr 1876 hat **Edwards** auf eine Mitteilung von James Mourhouse aus St. Petersburg hin ebenfalls eine vielstufige Aktionsturbine in England angemeldet, Nr. 2068/1876. Diese besteht aus einzeln aneinander gereihten und mit Schrauben zusammengezogenen Kammern, die zur Aufnahme je eines Laufrades mit radialer Beaufschlagung bestimmt sind. Der Erfinder wendet eine Art Girard-Schaufelung an, betont jedoch, daß die Laufschaufeln irgend eine den Schaufeln der Wasserturbinen ähnliche Form haben können. Die Leitkanäle sind konische Düsen, und sollen eingearbeitet oder eingegossen werden. Ihre Querschnitte wachsen mit zunehmender Ausdehnung des Dampfes. Der Patentanspruch enthält die Bemerkung, daß die Druckunterschiede in den einzelnen Kammern, die zur allmählichen Ausdehnung des Dampfes erforderlich sind, durch Aenderung der Zahl oder Größe der Oeffnungen (Düsen) zwischen den einzelnen Kammern erzielt werden. Hier ist also schon mit wachsender Beaufschlagung gerechnet. Die Turbine hat 25 Druckstufen; die Laufräder sind mit den Naben nicht aus einem Stück hergestellt, sondern bestehen aus Scheiben, die am Umfang anscheinend umgebördelt sind, um dort Schaufeln aufnieten zu können.

Im Jahr 1848 hat **Wilson** eine Aktionsturbine angemeldet, in der nur ein Laufrad für die vielstufige Dampfausnutzung verwendet wird (Nr. 12026/1848). Der Dampf tritt mit Kesselspannung ein, dehnt sich um einen bestimmten Betrag in dem ersten Leitapparat aus, wirkt auf das Laufrad und gelangt in einen zweiten Raum, in dessen Leitvorrichtung abermals ein Teil des verbleibenden Dampfdruckes in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Dieser Vorgang vollzieht sich in einer größeren Anzahl von Kammern, solange bis der Dampf die Endspannung erreicht hat.

Eine Mitteilung über eine vielstufige Reaktions-Dampfturbine findet sich in einer Arbeit von **Tournair** aus dem Jahr 1853. Bei dieser sind die Leit- und Laufräder in mehreren getrennten Gehäusen untergebracht, die nacheinander vom Dampf durchströmt werden. Die Leitvorrichtungen sind Kränze, die in das Gehäuse eingeschoben sind, während die Laufräder zusammen eine Trommel oder Walze bilden. Als schädlich bezeichnet schon Tournair den Dampfverlust, der durch das Spiel zwischen den beweglichen und feststehenden Teilen entsteht.

Schließlich wird als eine der ersten Vertreterinnen von Aktionsturbinen mit Geschwindigkeitstufen die Turbine von **Ferranti** (englisches Patent) Nr. 2565/1895 erwähnt. Der Dampf expandiert hier in der Düse vollständig und tritt mit der vollen, dem verfügbaren Druckgefälle entsprechenden Geschwindigkeit in das erste Laufrad. Dieses verläßt er mit einer verhältnismäßig hohen Geschwindigkeit und wird durch eine stillstehende Leitvorrichtung in das nächstfolgende Laufrad eingeleitet.

Der Redner behandelt ferner die Wirkungsweise der Dampfturbinen im allgemeinen, die Prinzipien der Aktion und der Reaktion und verbreitet sich schließlich über die Konstruktion und die bisherigen Erfolge der Zoelly-Turbine von Escher, Wyß & Co.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

Stamp-mill reduction-plant of the New Kleinfontein Company, Limited, Witwatersrand, Transvaal. Von Way. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 252/99 mit 2 Taf.) Ausführliche Kostenaufstellung über die mit 200 Stampfwerken versehene Anlage: Kraftwerk von 2 × 350 KW Leistung. Fördereinrichtungen und Aufbereitanlage. Pumpen.

Die Trockenaufbereitung des Blei- und Zinkerzbergwerkes »cons. Bleischarley« bei Beuthen O.-S. Von Piegza. (Glückauf 3. Aug. 07 S. 963/66*) Die Aufbereitanstalt, die bei 10 st Betrieb 75 t bleifreies Blendegut verarbeitet, wird durch eine 60 pferdige Dampfmaschine angetrieben und zeichnet sich neben anderm durch weitgehende Verwendung mechanischer Arbeit aus.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Beleuchtung.

Beleuchtungsberechnungen für Quecksilberdampflampen. I. Von Norden. (ETZ 1. Aug. 07 S. 757/58*) Zur Berechnung der wagerechten Beleuchtungsstärke bei Lampen von Dr. Arons werden Formeln angegeben und auf ihren praktischen Wert untersucht.

Bergbau.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engineer 2. Aug. 07 S. 107/10*) Meinungsaustausch und kurze Inhaltsangaben über die Vorträge »Granite quarrying in Aberdeenshire« und »Cableways used on shipbuilding berth«. Beschreibung der Craiginches Ironworks in Aberdeen.

Hereingewinnung unterschrämter Kohlenstöße mittels hydraulischer Sprengarbeit auf Gruben des Saarbezirkes. Von Mentzel. (Glückauf 3. Aug. 07 S. 957/63*) Die unterschrämten Kohlenstöße werden durch hydraulische, mit der Hand betätigte Preß-



kolben, die mit ihrem Zylinder in dazu gebohrte Löcher eingebracht werden, abgebrochen. Darstellung der hydraulischen Preßvorrichtung der Gesellschaft für Förderanlagen Ernst Heckel m. b. H. in St. Johann-Saarbrücken sowie der Hülfsmaschinen zum Bohren der Löcher für den Preßzylinder. Versuche im Abbau und in Vorrichtungsbetrieben. Kosten des Betriebes.

Dampfkraftanlagen.

Wasserrohrkessel-Schäden und deren Verhütung. (Z. Dampfk. Maschbtr. 31. Juli 07 S. 305/09) Vortrag von Hilliger auf der 36. Delegierten- und Ingenieurversammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine. Meinungsaustausch.

Innenanstrich von Dampfkesseln und Kesselbeschädigung. Von Zschimmer. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Juli 07 S. 144/46) Kritik der zum Innenanstrich verwandten Mittel und Darstellung einer durch Teer hervorgerufenen Kesselbeschädigung.

Live-steam feed-heater for boilers. (Engng. 2. Aug. 07 S. 172*) Die von C. C. Braithwaite & Co. in London gebaute Vorrichtung wird oberhalb der Kessel angeordnet und dient zugleich als Wasserreiniger zum Auffangen des beim Erhitzen des Wassers abgeschiedenen Schlammes.

The modern steam-turbine. Von Harrison. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 324/37*) Konstruktionseinzelheiten und Schaufelung der Dampfturbinen von Parsons und de Laval, Rateau, Curtis, Rieder-Stumpf und Schulz.

Eisenbahnwesen.

Dampfbetrieb und elektrischer Betrieb im Schnellzugsverkehr. Von Rinkel. (El. Kraftbetr. u. B. 3. Aug. 07 S. 421/26*) Die Leistungsfähigkeit der Dampflokomotiven. Ersatz durch den elektrischen Betrieb. Schluß folgt.

Die offenen Stellen der neuen Alpenbahnen. Von Zuffer. (Z. österr. Ing- u. Arch.-Ver. 2. Aug. 07 S. 549/55*) Bericht über die Arbeiten beim Bau des Karawanken-, Wocheiner-, Bosruck-, Oberne- und Tauerntunnels sowie beim Bau der Anschlußstrecken.

Die Lüderitzbahn im Dünengürtel. Von Schlüpmann. (Zentralbl. Bauv. 3. Aug. 07 S. 416/418*) Beschreibung der Arbeiten zum Schutz der etwa 7,5 km langen Bahnstrecke zwischen den Wanderdünen gegen Verwehen.

Heißdampf-Personenzuglokomotive Serie B 3/4 der Schweizerischen Bundesbahnen. Von Weiß. (Schweiz. Bauz. 3. Aug. 07 S. 55/58* mit 1 Taf.) Die von der Schweizerischen Lokomotivfabrik in Winterthur gebaute 3/4-gekuppelte Zwillingslokomotive hat 540 mm Zyl.-Dmr. und 600 mm Hub und wiegt betriebsfähig ohne den Tender 56,3 t. Einzelheiten der Ueberhitzerausrüstung, Bauart Schmidt.

Die Lokomotiven auf der Mailänder Ausstellung 1906. Von Schwarze. Forts. (Glaser 1. Aug. 07 S. 45/51*) 3/5-gek. Schnellzuglokomotive der Wiener Lokomotivfabriks-A.-G. in Wien-Floridsdorf. 4/4-gek. Güterzug-Tenderlokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn von Krauß & Co., 4/6-gek. Heißdampf-Schmalspurlokomotive von Krauß & Co., 5/6-gek. Vierzylinder-Verbund-Heißdampflokomotive der Oesterreich-ungarischen Staatseisenbahngesellschaft.

Die Lokomotiven in Siam. Von Buschbaum. (Glaser 1. Aug. 07 S. 51/53*) Beschreibung der von deutschen Firmen für die Siamesische Staatsbahn gelieferten Lokomotiven.

Le freinage des trains à grande vitesse. Nouveau type de frein, système Maximus. Von Boyer-Guillon. (Génie civ. 27. Juli 07 S. 213/16* mit 1 Taf.) Zusammenstellung der Wirkungsweise verschiedener Luftdruckbremsen. Beschreibung der Maximus-Bremse, die darauf beruht, die Wirkung des Luftzylinders nach dem Anziehen der Bremse auszuschalten, wobei eine Feder den Bremsdruck der Fahrgeschwindigkeit anpaßt.

Eisenhüttenwesen.

Ueber die Konstruktion der Martinöfen. Von Gille. (Gießerei-Z. 1. Aug. 07 S. 452/56*) Vergleich der amerikanischen und der europäischen Ofenformen. Entwicklung und Bau der Oefen mit untenliegenden Kammern.

Zur Frage der Vermeidung von Lunkerbildung. Von Obholzer. (Stahl u. Eisen 31. Juli 07 S. 1117/21*) Versuche des Kgl. Ungar. Stahlwerkes Diosgyör mit Lunkerthermit. Schluß folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Distribution of stresses in plate-girders. Von Lloyd-Jones. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 189/218*) Berechnungsweise für die Nietteilung von Trägern mit geringer Spannweite. Rechnungsbeispiele.

The Quebec bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 20. Juli 07 S. 65/66*) S. Zeitschriftenschau vom 10. Aug. 07. Forts. folgt.

Consolidation du pont du Guildo. Von De la Noë. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft II S. 138/49* mit 1 Taf.) Die aus 5 Oeffnungen von je rd. 26 m Spannweite bestehende zweigleisige Eisenbahnbrücke ist mit einer Fahrbahn aus Eisenbeton und mit einem Windverband versehen worden.

Expériences sur une semi-articulation pour voutes en béton armé. Von Mesnager. (Ann Ponts Chauss. 07 Heft II S. 180/200*) Untersuchungen über eine Gelenkverbindung, bei der die Eiseneinlagen ohne Unterbrechung durch den verschwächten Bogenquerschnitt hindurchgeführt werden.

Elektrotechnik.

The British Association. (Engng. 2. Aug. 07 S. 173/75) Die Ansprache von Silvanus P. Thompson behandelt allgemein den Aufbau des Ingenieurwesens auf wissenschaftlicher Grundlage und insbesondere die geschichtliche Entwicklung der Elektrotechnik.

Interaction of synchronous machines. Von Brooks. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 07 S. 823/49*) Aufstellung eines neuen Kreisdiagrammes für das Zusammenarbeiten von Synchronmaschinen.

Sub-station equipment and operation, Chicago Edison Company and Commonwealth Electric Company. Von Grant. (El. World 27. Juli 07 S. 173/75*) Die Kraftwerke von 60000 KW Gesamtleistung liefern Drehstrom von 9000 V und 25 Per./sk, der für Kraftzwecke in 2000 V-Drehstrom von 60 Per. sk und für Lichtzwecke in Gleichstrom von 250 V umgewandelt wird. Mitteilungen über einen neuen 2000 KW-Frequenzumformer der General Electric Co.

Heating effect of quadrature currents in rotary converters. Von Hunt. (El. World 27. Juli 07 S. 170/72*) Rechnerische Untersuchung und Prüfung der Ergebnisse durch Versuche.

The heating of copper wires by electric currents. Von Kennelly und Shepard. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juni 07 S. 795/821*) Die Untersuchung erstreckt sich auf Kupferdrähte im Wasser, in der Erde und in Holz. Ergebnisse.

Das Verhalten der Wechselstrommotoren in einheitlicher Betrachtungsweise Von Görges. Schluß. (ETZ 1. August 07 S. 758/62*) Anwendung der aufgestellten Sätze auf die einzelnen Motor-Bauarten.

Der Einfluß der Zähne und Nuten auf die Wirkungsweise der Dynamoanker. Von Rüdenberg. (El. u. Maschinenb. 4. Aug. 07 S. 599/606*) Rechnerische Ermittlung der elektromotorischen Kräfte an den einzelnen Stellen der Wicklungen unter Berücksichtigung der Streuung und der Lage zu den Gestellteilen.

Mechanical considerations in the design of high-tension switch-gear. Von Le Fanu. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 1/34* mit 2 Taf.) Ausführliche Wiedergabe des in Zeitschriftenschau v. 13. April 06 u. f. erwähnten Aufsatzes.

Gasindustrie.

Das Retortenhaus für Vertikalöfen im Gaswerk Oberspree. Von Körting. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 07 S. 716/17*) Darstellung des Hauses, dessen Bau und Anordnung der Eigenart der Vertikalöfen weitgehend Rechnung trägt.

Die Vertikalofenanlage des Gaswerkes der Stadt Köln. Von Prenger. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 07 S. 709/16*) Die Neuanlage besteht aus 24 Oefen in 4 Gruppen von je 6 Oefen mit 10 Retorten von 4 m Länge. Die Oefen sind 6,6 m hoch. Beschickvorrichtungen. Meinungsaustausch.

Vertikalöfen oder Kammeröfen? Von Bueb. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 07 S. 728/31) Vergleich in bezug auf Betriebsführung, Anlagekosten und Wirtschaftlichkeit.

Münchener Kammeröfen. Von Ries. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 07 S. 717/23*) Die 5 im Gaswerk zu München stehenden Oefen leisten täglich 14 bis 15000 cbm. Konstruktion der Oefen. Betriebsergebnisse. Wirtschaftlichkeit.

Untersuchung der Münchener Kammeröfen durch die Lehr- und Versuchsgasanstalt des Deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern an der Technischen Hochschule Karlsruhe. Von Bunte. (Journ. Gasb.-Wasserv. 3. Aug. 07 S. 723/28*) Versuchsergebnisse. Der Verlauf der Destillation in den Kammeröfen.

Gesundheitsingenieurwesen.

The efficiency of the Shone system of pumping. Von Cox. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 311/19*) Das von 30000 Menschen bewohnte Gebiet zwischen Gosport und Alverstoke wird mit Hülfe von Druckluft entwässert, die in einem Kraftwerk von 320 PS Gesamtleistung erzeugt wird. Ergebnisse der Abnahmeversuche.

Gießerei.

Betrachtungen über die Konstruktion der Schabloniervorrichtungen in der Eisengießerei. Von Nösser. Forts. (Gießerei-Z. 1. Aug. 07 S. 463/68*) Berechnung der Schablonierspindeln.

An interesting molding-machine job. Von Patten. (Am. Mach. 3. Aug. 07 S. 93/95*) Herstellung einer für den Warenbaum einer Webemaschine bestimmten kreisförmigen Platte mit Nabe und Zahnkranz auf einer Pridmore-Formmaschine.

Hebezeuge.

Das Förderverfahren von Leinweber. Von Rudeloff. (Dingler 3. Aug. 07 S. 486/87*) Ein endloses Förderband aus Flachs oder Hanf mit Plüschbesatz saugt das zu fördernde Oel im Bohrloch auf und wird übertage ausgepreßt. Ein Betriebsversuch der A.-G. für



Naphthalinindustrie in Boryslaw hat bei 280 m Bohrtiefe 300 kg/st Leistung ergeben.

The elevator and escalator equipment of the New York subway. (Eng. Rec. 20. Juli 07 S. 69/70*) An 3 Stellen der New Yorker Untergrundbahn besorgen elektrisch betriebene senkrechte Aufzüge den Verkehr zwischen der Straße und den etwa 30 m tief liegenden Haltestellen; zu einer in 16 m Höhe auf einer Ueberführung gelegenen Haltestelle führt ein schräger Aufzug. Bau der Aufzüge.

Heizung und Lüftung.

Die Stellung der Heizkörper im Raum. Von Nußbaum. (Gesundhtsing. 3. Aug. 07 S. 505/06) Untersuchung der günstigsten Stellung mit Rücksicht auf die jeweiligen Verhältnisse und Kosten der Anlage.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Eisenbahnwagenkipper. (Glaser 1. Aug. 07 S. 53/54*) Kurze Beschreibung eines Kippers der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg für Wagen von 20 t Ladegewicht und 4,5 m Radstand. Der Kipper wird von einem 40 pferdigen Elektromotor betrieben und erfordert wenig Fundamentkosten.

Maschinenteile.

Untersuchungen von Ausführungsfehlern bei Evolventenverzahnungen. Von Ewerding. (Motorw. 31. Juli 07 S. 610/13*) Der Verfasser benutzt das von Hartmann (Z. 05 S. 163*) angegebene Verfahren zum Nachweis, daß nur eine ganz genaue Ausführung günstige Arbeitsverhältnisse der Zahnräder ergibt.

The Morse chain on cone sprockets. (Am. Mach. 3. Aug. 07 S. 73/74*) Darstellung der Anwendung des Antriebes mit gezahnten Stufenscheiben; die Kette wird ähnlich wie ein Riemen von einer Stufe auf die andre geschaltet.

Materialkunde.

An electrically-controlled single-lever testing machine and some torsion tests. Von Larard. (Engineer 2. Aug. 07 S. 121/23*) Einzelheiten der neuesten Hartley-Wicksteed-Prüfmaschine des Northampton Polytechnic Institute, London. Belastung des doppelarmigen Hebels. Vorrichtung zum Verstellen des Laufgewichtes. Schreibgeräte. Forts. folgt.

Ueber den gegenwärtigen Stand der Schlagbiegeprobe mit eingekerbten Stäben. (Stahl u. Eisen 31. Juli 07 S. 1121/25*) Neuere Prüfmaschinen und Hülfsvorrichtungen. Form, Lage und Herstellungsweise der Einkerbung. Schluß folgt.

Corrosion of copper and copper alloys. Von Rhodin. Forts. (Engineer 2. Aug. 07 S. 106) Bericht über praktische Beispiele von Anfressungen.

Observations préliminaires au sujet de la décomposition des ciments à la mer. Von Le Chatelier. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft II S. 26/117) Chemische Bestandteile des Meerwassers und der hydraulischen Kalke. Chemische Einwirkung der einzelnen Bestandteile des Meerwassers auf den Kalk. Mechanische Wirkungen der chemischen Vorgänge. Ausführliche Wiedergabe von Versuchsergebnissen.

Carrying capacity of reinforced concrete floor construction. Von Lindall und Heckle. (Eng. Rec. 20. Juli 07 S. 73/74*) Versuche mit einer 7 × 10 qm großen Platte aus Eisenbeton. Ergebnisse.

Mechanik.

Estimation of the unbalanced forces in multi-cylinder one-crank engines. Von Sharp. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 235/51*) Untersuchungen an Zwei- und Mehrzylinder-Fahrzeugmotoren mit strahlenförmig angeordneten Zylindern.

Meßgeräte und -verfahren.

Ueber Brückenwagen. Von Zingler. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 2. Aug. 07 S. 556/60) Einfluß der Durchbiegung auf das Hebelverhältnis; Prüfung von Wagen mit teilweise unbekannter Last.

Metallbearbeitung.

Making a set of accurate index dials. Von Stanley. (Am. Mach. 27. Juli 07 S. 37/43*) Einrichtungen und Vorgang zur Herstellung von 7 genauen Teilscheiben in der Versuchswerkstatt der Remington Typewriter Co. in New York.

Motorwagen und Fahrräder.

Die Lenkung der Kraftfahrzeuge. Von Valentin. Forts. (Motorw. 20. Juli 07 S. 580/86*) Uebertragung der Bewegung von der Lenkspindel auf den Lenkhebel. Forts. folgt.

Der Einfluß der Schwerpunktslage auf die Schleudergefahr bei Automobilen. Von Eberhardt. Schluß. (Motorw. 20. Juli 07 S. 587/90*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Aug. 07.

Pumpen und Gebläse.

Notice sur l'usine élevatoire à vapeur de Briare. Von Huet. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft II S. 150/79 mit 1 Taf.) Balanzier-Verbund-Pumpmaschinen von 200 ltr/sk Gesamtleistung für die Versorgung des Kanales von Briaire. Berechnung der Abmessungen und der erforderlichen Leistung.

Pumping water by producer gas plant at St. Stephen, N. B. (Eng. Rec. 20. Juli 07 S. 67/68) Die Anlage umfaßt 2 Sauggasgeneratoren von Pintsch, 2 115 pferdige Viertaktmaschinen und 2 doppeltwirkende Drillingspumpen von je 4,720 cbm/min.

Pumping machinery for Dalny water works. (Engineer 2. Aug. 07 S. 117*) Die von Fawcett, Preston & Co. in Liverpool gebauten stehenden Maschinen haben 356, 546 und 965 mm Zyl.-Dmr. und 914 mm Hub und treiben unmittelbar angehängte Zwillings-Tauchkolbenpumpen von 356 mm Zyl.-Dmr. Jede Pumpmaschine liefert 9800 cbm täglich.

Ueber Preßluft-Ausrüstungen. Von Grimmer. Forts. (Dingler 3. Aug. 07 S. 487/90*) Schläuche, Verbindungsstücke. Schluß folgt.

Untersuchung eines Grubenventilators auf der Zink- und Bleierzgrube Neu-Diepenbroek III. (Glückauf 3. Aug. 07 S. 966/69*) Der von einem 180 pferdigen Asynchronmotor angetriebene Ventilator kann mit 10 verschiedenen Geschwindigkeiten laufen und leistet im Höchstfall 2400 cbm/min. Versuchsergebnisse.

Schiffs- und Seewesen.

Internal-combustion engines for marine purposes. Von Milton. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. II S. 113/29*) Allgemeine Erörterungen über die Betriebsbedingungen für Schiffsmotoren. Einfluß des Drehmomentes auf die Umlaufzahl.

The Cunard turbine-driven quadruple-screw atlantic liner »Lusitania«. (Engng. 2. Aug. 07 S. 129/71* m. 9 Taf.) Entwicklung und Leistungen der großen Schnelldampfer. Darstellung der Konstruktion, der Antriebmaschinen von 68 000 PSi, der Hülfsmaschinen und sonstiger Einrichtungen des 38 000 t verdrängenden Schiffes. Bei den Probefahrten über die abgesteckte Meile sollen über 26 Knoten erzielt worden sein.

Ueber den heutigen Stand der Schiffselektrotechnik. Von Schulthes. (ETZ 1. Aug. 07 S. 753/56*) Scheinwerfer, Beleuchtung an Bord. Anordnung der Kabel und Schaltungen. Elektrische Hülfsmaschinen auf Kriegschiffen. Schluß folgt.

Textilindustrie.

Elektrischer Webstuhlmotor mit Schleifkupplung. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Aug. 07 S. 882/83*) Bei der von den Oesterreichischen Siemens-Schuckert-Werken in Wien ausgeführten Anordnung vermag der Motor die Webstuhlwelle nur unter Vermittlung eines federnden Schleifringes anzutreiben.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts. (Text. World Rec. Juli 07 S. 129/33*) Die Bahnen der Klöppel bei den verschiedenen Arten von Geflechten.

Wasserkraftanlagen.

The nine mile power station of the Spokane and Inland Empire Railway. Von Estep. (Eng. Rec. 20. Juli 07 S. 72/73*) Die Wasserkraftanlage, die 15 000 KW Drehstrom von 60 000 V auf 20 km übertragen soll, nutzt im mittel 170 cbm/sk mit 18 m Gefälle aus. Vorgang beim Bau des Staudammes.

Die Reguliervorrichtungen in amerikanischen Wasserkraft-Elektrizitätswerken. Von Perkins. Forts. (Z. f. Turbinenw. 30. Juli 07 S. 317/19*) Sturgeß-Reguliervorrichtung beim Wasserkraftwerk zu Mishawaka (Indiana). Elektromagnetischer Turbinenregulator; der Regulator von Geisler. Forts. folgt.

Rundschau.

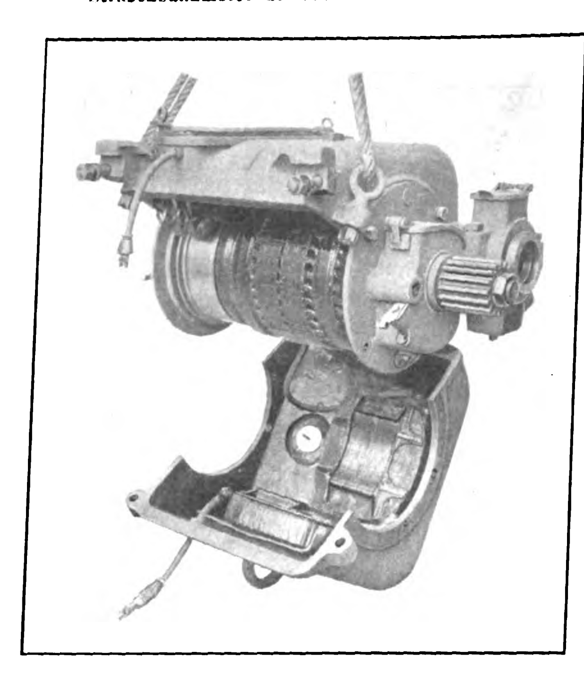
Von der Maschinenfabrik Oerlikon ist ein neuer **Gleichstrom-Strafsenbahnmotor** für 1 m Spurweite fertig gestellt worden, der als Beispiel für die zeitgemäßen leichten Maschinen dieser Art bemerkenswert ist. Der Motor, Fig. 1 bis 3, leistet am Radumfang 27,5 PS bei 500 V Netzspannung und 12 km/st Geschwindigkeit. Diese Leistung kann eine Stunde lang bei 75° C Temperaturerhöhung durchgehalten werden. Der Motor wiegt 800 kg und ist nur um wenig mehr als 5 vH schwerer als die nächst kleinere ältere Bauart der Firma, die 20,5 PS bei 13 km/st leistet. Das geringe Gewicht ist durch die größere Zahnradübersetzung von 1:6 gegen früher 1:5 und durch einige Aenderungen in der Konstruktion erreicht worden. Der Anker hat eine in den Nuten durch Holzkeile gehaltene Gittertrommelwicklung, wodurch bei gleicher Baulänge wie früher Raum für die wirksame Eisenlänge gewonnen wird. Anstatt das wirksame Eisen zu vermehren, hat man indessen den gewonnenen Raum dadurch ausgenutzt, daß man in der Mitte des Eisenblech-

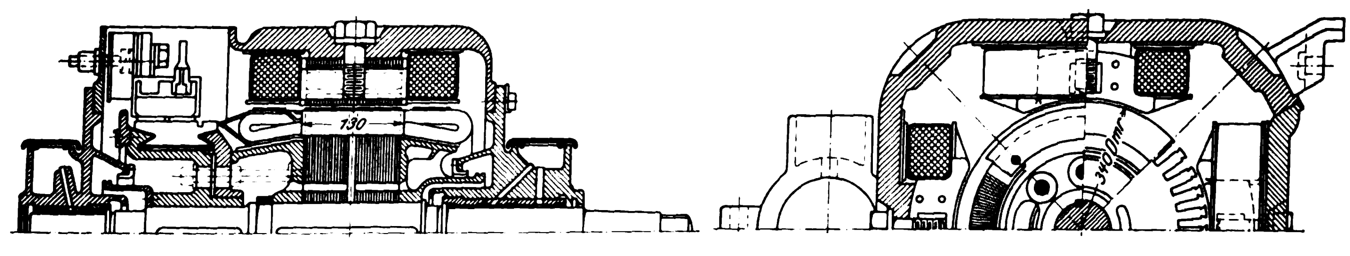


körpers einen Lüftspalt angeordnet hat, durch den zusammen mit den in Richtung der Achse angeordneten Lüftkanälen die Ankererwärmung vorteilhaft herabgesetzt wird. Die wirksame Eisenlänge beträgt 130 mm, die Nutenzahl 37 und die Zahl der Kollektorlamellen 185. Sodann ist auch die Anordnung der Lager geändert, die früher außen an das Motorgehäuse angegossen waren, jetzt aber zum Teil in das Motorgehäuse eindringend mit besondern Schilden am Gehäuse verschraubt sind. Sie sind mit einer mehrfachen Dochtschmierung versehen, die sich gegenüber der Ringschmierung bei Straßenbahnmotoren gut bewährt hat. Die geblätterten Pole mit 340 mm Bohrung sind wie früher wagerecht und senkrecht angeordnet und an ausgedrehte Polstümpfe gesetzt. Die Magnetwicklung besteht aus 4 in Reihe geschalteten Spulen je von 187 Windungen. In den Ecken ist genügend Raum für gelegentlich einzubauende Wendepole nebst Wicklungen vorhanden. Die Arbeitsflächen hierfür sind schon am Gußkörper vorgesehen. Die schräge Trennfuge des Gehäuses läßt sich trotzdem beibehalten.

Fig. 1 bis 3.

Straßenbahnmotor der Maschinenfabrik Oerlikon.





Die Motoren sind für einen Betrieb mit 500, 600 und 750 V Spannung geprüft worden. Die Spannungen von 500 und 600 V gelten für den Betrieb innerhalb von Ortschaften, während 750 V hauptsächlich für Ueberlandbahnen gewählt werden. Die Beziehungen zwischen Wirkungsgrad, Umlaufzahl, Geschwindigkeit, Zugkraft, Leistung und Stromaufnahme sind in den Schaulinientafeln Fig. 4 bis 6 wiedergegeben. Die Erwärmung bei bestimmter Stromaufnahme ist durch die aus Dauerversuchen ermittelten Schaulinien von Fig. 7 und 8 gekennzeichnet, die sich auf die wirklich erreichte höchste Temperatur im Motor beziehen. Aus den in Fig. 4 bis 8 enthaltenen Ergebnissen läßt sich die folgende Zahlentafel für die Leistung der Motoren bei den verschiedenen in Frage kommenden Spannungen zusammenstellen. Hierfür ist die in der zweiten Spalte angegebene Stromstärke zugrunde gelegt, die bei einstündiger Aufnahme keine höhere Erwärmung als 75° C über der Temperatur der umgebenden Luft hervorruft.

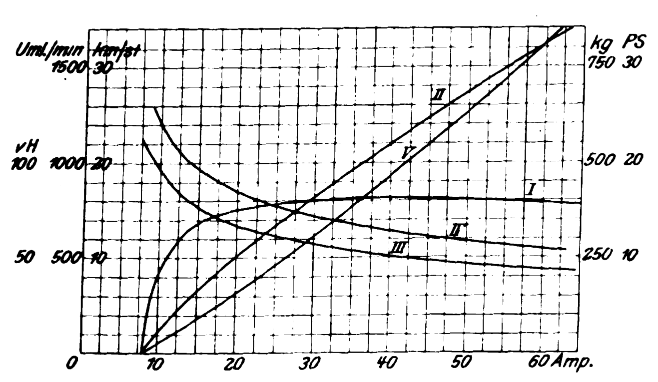
Das höhere Gewicht bei Betrieb mit 750 V wird dadurch verursacht, daß bei dieser Betriebspannung schon innerhalb der angegebenen Stromaufnahme Funken am Kollektor auftreten, weshalb Wendepole angeordnet werden müssen. Die Wendepole werden auch für niedrigere Spannungen zweckmäßig verwendet, wenn man die Umlaufzahl durch Schwächen des Erregerfeldes regeln oder vielfach abstufen will. Das läßt sich bei Straßenbahn- oder ähnlichen Motoren ohne erheblich verwickeltere Leitungsführung in der Weise durchführen, daß man die Spulen zweier Hauptpole abschaltet und die Hauptpole abwechselnd als Erreger- und Folgepole verwendet.

Außer diesem Motor werden von der Maschinenfabrik Oerlikon für Schmalspurbahnen noch ein schwächerer von 22 PS Stundenleistung und zwei stärkere gebaut, die ebenfalls mit derselben Wicklung unter drei verschiedenen Spannungen betrieben werden können. Der eine leistet 47, 57 und 72,5 PS bei 500, 600 und 750 V, 440, 490 und 540 Uml./min und 86 bis 89 vH Wirkungsgrad; die stärkere Leistung wird hier bei gleicher Stromaufnahme und Zugkraft nur durch Erhöhung der Geschwindigkeit erreicht. Dagegen muß bei dem größten Motor dieser Art, der mit 600, 750 und 1000 V betrieben 62,5, 75 und 92 PS bei 390, 500 und 700 Uml./min leistet, noch die Stromstärke von 90 auf 85 und 77 Amp

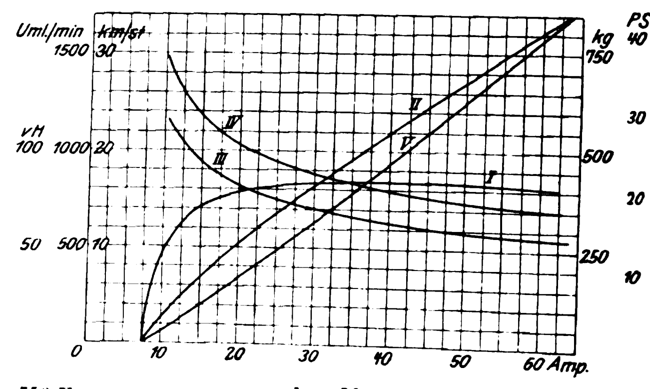
Fig. 4 bis 6.

Schaulinien des Straßenbahnmotors bei verschiedenen Betriebspannungen.

Betriebspannung 500 V.



Betriebspannung 600 V.



Betriebspannung 750 V.

I gesamter Wirkungsgrad in vH III Uml./min
II Leistung in PS am Radumfang IV Geschwindigkeit in km/st
V Zugkraft in kg am Radumfang

Spannung	Stromstärke für 75° Temperaturerhöhung	Leistung an der Motorwelle	Wirkungsgrad des Motors	Uml./min	normale Uebersetzung	normaler Raddurchmesser	Wagengeschwindigkeit	Leistung am Radumfang	gesamter Wirkungsgrad	Zugkraft am Radumfang	Gewicht
V	Amp	PS	vH			mm	km/st	PS	vH	kg	kg
500	50	29	85	460	1 : 6	800	11,7	27,5	80	635	800
600	48	34	87	590	1 : 6	800	14,8	32,0	82	580	800
750	45	39,5	86	760	1 : 6	800	19,1	37,0	81	820	850

Fig. 7.

Temperatur zwischen den Magnetspulen, abhängig von der Belastung auf die Zeitdauer von:

I 30 min II 45 min III 60 min IV 90 min V 120 min.

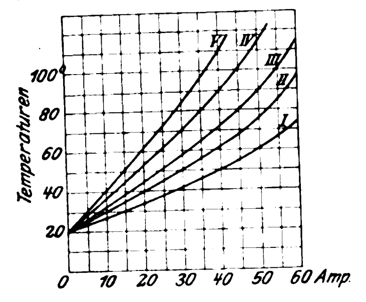
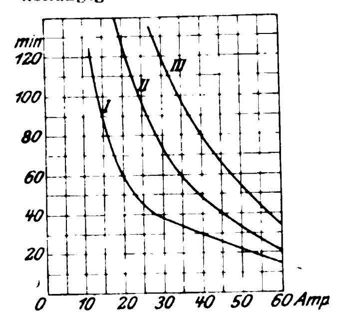


Fig. 8

Zeitdauer der Temperaturerhöhung I von 30° II von 50° III von 70°, abhängig von der Belastung.



und demgemäß auch die Zugkraft mit steigender Leistung herabgesetzt werden. Das entspricht aber vollkommen den auf Ueberlandbahnen vorliegenden Verhältnissen.

Zur **Stromversorgung von Buffalo** wird jetzt, wie Electrical World[1]) berichtet, auch das am kanadischen Ufer des Niagara oberhalb der Fälle gelegene **Kraftwerk der Canadian Niagara Power Co.** herangezogen. Die kanadische Gesellschaft ist mit der Niagara Falls Power Co., deren beide Kraftwerke am rechten Niagaraufer bisher hauptsächlich für Buffalo arbeiteten, geschäftlich eng verbunden. Von den älteren Werken laufen drei auf zwei getrennten Mastlinien verlegte Drehstromfreileitungen — davon eine aus Aluminium — unter 22000 V Spannung nach dem Transformatorenwerk A in Buffalo, wo die Spannung zur Weiterführung an mehrere Verteilstellen in unterirdischen Kabeln auf 11000 V herabgesetzt wird. Dementsprechend sind jetzt auch auf dem kanadischen Niagaraufer zwei Drehstromleitungen unter 22000 V Spannung auf einer gemeinsamen Stahlmastenlinie nach Fort Erie und sodann mit großer Spannweite über den Niagara nach dem Transformatorenwerk B in Buffalo geführt, das ebenso wie das Transformatorenwerk A der Cataract Power and Conduit Co. in Buffalo gehört, und von dem aus der Strom unter 11000 V Spannung in Kabeln nach den 11 Transformatoren- und Verteilstellen dieser Gesellschaft und der Buffalo General Electric Co. geleitet wird. Das Transformatorenwerk B ist für eine Leistung von 36000 KW bestimmt und enthält im gegenwärtigen ersten Ausbau 6 Einphasentransformatoren von je 3000 KW Leistung für 25 Per./sk und 22000/11000 V Spannung. Zu den jetzigen sechs zu je dreien in Dreieckform geschalteten Transformatoren werden in Kürze sechs weitere kommen. Außerdem enthält das Werk die erforderliche umfangreiche Schaltanlage, die mit sorgfältiger Trennung der Pole in gemauerten Zellen und Kanälen über zwei Stockwerke verteilt ist. Die Transformatoren sind mit Oelisolation und Wasserkühlung versehen und ebenfalls einzeln in gemauerten Kammern aufgestellt.

Die neue Fernleitung ist 25,8 km lang. Der wichtigste Teil davon ist die **Kreuzung des Niagara mit grofser freitragender Spannweite.** Die Landleitung endigt in Bertie Hill bei Fort Erie. Der Niagara ist zwischen Bertie Hill und Buffalo sehr reißend und sein Bett sehr zerklüftet. Deshalb konnte eine Verlegung von Kabeln durch den Strom nicht ausgeführt werden, ganz abgesehen von der ohnehin sehr gefährlichen Verlegung von Kabeln für eine derartig hohe Spannung unter Wasser. Da der Niagara aber schiffbar ist, mußte für eine Freileitung eine lichte Höhe von 40 m über dem Wasserspiegel vorgesehen werden. Der Strom ist an der Ueberführstelle 493 m breit, der Abstand der Stütztürme auf beiden Ufern erhöht sich indessen auf 670 m, da in Buffalo auch der dem Niagara parallel geführte Erie-Kanal und einige Bahngleise zu überschreiten sind. Das ist nur etwa die Hälfte der vor mehreren Jahren zur Ueberführung der Hochspannungsleitung über die Carquinez-Straße[1]) in Kalifornien erforderlich gewordenen Spannweite, weshalb es nicht nötig war, auch am Niagara schlecht leitende Stahlseile zu verwenden. Für diesen Fall ergaben sich Aluminiumseile als die geeignetsten, da sie bei gleicher Zugfestigkeit mit Rücksicht auf die Leitfähigkeit weit leichter als Kupferseile sind und die ohnehin schwer belasteten Stütztürme infolgedessen im ganzen leichter ausgeführt werden konnten. Die Fernleitung besteht an der Kreuzung aus drei Drehstromleitungen, mithin 9 Einzelleitern. Die Einzelleiter sind Aluminiumseile von je rd. 250 qmm Querschnitt und bestehen aus 61 Drähten. Zwischen der eigentlichen Stromkreuzung und der Landleitung mußte der Geländeverhältnisse wegen, und um die für Durchhang und lichte Höhe über dem Wasser erforderliche Stützhöhe zu erreichen, noch eine freitragende Spannweite von 508 m eingeschaltet werden, mit der die neun Seile von dem an den Auflagern der Seile 31,6 m hohen Bertie Hill-Stützturm nach dem 64,6 m hohen kanadischen Uferstützturm gezogen sind. Der Stützturm in Buffalo neben dem Transformatorenwerk ist 65,4 m hoch.

Die Aluminiumseile endigen in Bertie Hill und Buffalo beiderseitig vor den Stütztürmen in mehreren hintereinander liegenden Langrollenisolatoren aus »Electrose«, einem wegen seiner mechanischen Festigkeit an Stelle von Porzellan in den letzten Jahren erfolgreich verwendeten Isolationsmaterial. Am andern Ende der Rollenisolatoren sind Stahlseile befestigt, die über drehbar am Kopf der Türme gelagerte Scheiben und sodann am Turm senkrecht hinunter laufen und an ihrem Ende je ein 1950 kg schweres Spanngewicht tragen. Dank dieser nachgiebigen Aufhängung der Aluminiumseile werden die namentlich infolge von Winddruck und Abkühlung auftretenden höheren Zugbeanspruchungen ausgeglichen, indem sich der jeweilige Durchhang vergrößert oder doch keinen unzulänglich kleinen Wert erreicht, während die höchste Beanspruchung immer von dem Spanngewicht abhängig bleibt. Als elektrische Verbindung zwischen den Aluminiumseilen und der Landleitung oder dem Transformatorenwerk dienen ungespannte Aluminiumleiter, die vor den Isolatoren mittels T-Krampen an die Seile angeschlossen sind. An dem zwischen dem Bertie Hill- und dem Buffalo-Turm stehenden Uferstützturm sind die Aluminiumseile ebenfalls sicher und nachgiebig aufgehängt. Hier ist eine 7,6 m lange verzinkte Stahlkette mit 16 mm langen Gelenkgliedern in das Aluminiumseil eingefügt, indem das Seil auf jeder Seite vom Turm mit einer Schleife um eine Scheibe gelegt ist und die beiden Scheiben durch die Kette verbunden sind. Die 9 Ketten sind über die auf dem Turm isoliert aufgestellten Sättel geführt und in deren Mitte befestigt, während lose über die Sättel gelegte Aluminiumseile an die gespannten Seile neben der Scheibenschleife angeschlossen sind und den Strom von einem Seilende zum andern übertragen. Die Auflagerung mittels Kette ist gewählt worden, um die an dieser Stelle auftretenden Verbiegungen und Erschütterungen nicht in dem Aluminium-

[1]) vom 29. Juli 1907.

[1]) Z. 1901 S. 1328.

seil zu erhalten, da Aluminium unter derartigen Verhältnissen sein Kleingefüge ändert und an Zugfestigkeit verliert, während die Gelenkgliederkette dagegen unempfindlich ist. Im übrigen bietet die neue Fernleitung nichts ausnehmend Bemerkenswertes, es sei denn, daß auch für die Tassenisolatoren »Electrose« statt Porzellan verwendet worden ist. Der seit vier Jahren von der Niagara Falls Power Co. für Spannungen bis zu 24000 V verwendete Isolierstoff ist zwar doppelt so teuer wie Porzellan, aber seiner größeren Festigkeit wegen weniger Zerstörungen ausgesetzt. Ueber die Zusammensetzung und Herstellung dieses Isolierstoffes ist leider nichts mitgeteilt.

Die **elektrische Kraftübertragung** von dem Wasserkraftwerk am Burrard nach der 24 km entfernten Stadt **Vancouver** in Britisch-Columbien, Kanada, enthält ebenfalls eine Wasserkreuzung mit großer Spannweite. Beim Ueberschreiten des Vancouver-Sundes bei Barnet hat die **Freileitung** zwischen den Stütztürmen nahezu **840 m Spannweite** und über 45 m lichte Höhe über dem Hochwasserspiegel. Die Leitung hat Drehstrom von 23000 V zu übertragen und besteht an der Kreuzung aus 12 siebenlitzigen 14 mm dicken Stahlseilen. Das Kraftwerk umfaßt drei 3000 pferdige Maschinensätze, bestehend aus je zwei Peltonrädern für 120 m Gefäll und einer Drehstromdynamo. Die Anlage ist noch insofern bemerkenswert, als sie die Wasserkraft zweier Seen ausnutzt, die durch einen rd. 1200 m hohen und nahezu 4 km breiten Gebirgszug getrennt sind. Die Seen sind durch einen 3900 m langen Stollen verbunden, dessen Sohle auf einer 1700 m langen Strecke — allerdings nur um 0,02 vH — ansteigt; auf den übrigen Stollenstrecken vor und hinter dieser Steigung fällt die Sohle mit 1 und mit 0,14 vH.

Die **Probefahrten des Cunarddampfers »Lusitania«**, denen namentlich auch in den Kreisen der deutschen Schiffbauer erwartungsvoll entgegen gesehen wurde, haben nunmehr stattgefunden. Soweit die vorliegenden Berichte erkennen lassen [1]), sind die Fahrten, denen die technischen Betriebsbeamten der Cunard-Gesellschaft und Vertreter der englischen Admiralität beiwohnten, in jeder Beziehung erfolgreich gewesen. Bei einem Tiefgang von 9,14 m erreichte das Schiff an der abgesteckten Meile eine Geschwindigkeit von über 26 Knoten und während einer 48stündigen Seefahrt eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 25,4 Knoten. Wie erinnerlich, ist in den Baubedingungen für das Schiff während zweier aufeinander folgenden Reisen von England nach Amerika und wieder zurück eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 24,5 Knoten festgesetzt. Nach den bisherigen Erfolgen glaubt man, daß diese Bedingung leicht erreicht werden wird; denn während der 48stündigen Probefahrt wurde sowohl mit als gegen Strömung und Wind gefahren, so daß verschiedene Einflüsse zur Geltung kamen.

Die »Lusitania« hat folgende Abmessungen [2]):

Länge über alles	237 m
» zwischen den Loten	232 »
Breite über Hauptspant	26,82 »
Raumtiefe	18,3 »
Brutto-Tonnengehalt	32500 Reg.-Tons
Wasserverdrängung	38000 t
Tiefgang	10 m.

Die 48stündige Probefahrt begann am Montag den 29. Juli. Der Wind wehte stellenweise mit einer Stärke von 6 bis 8 der Beaufort-Skala aus NW, begünstigte daher die südliche Fahrt. Als Strecke wurde die Gegend zwischen dem Corsewall-Feuerschiff an der Küste von Wigtownshire und dem Longship-Leuchtturm bei Landsend gewählt und diese viermal durchfahren. Auf den vier Fahrten wurden folgende Geschwindigkeiten erreicht:

Fahrt Nr.	1	2	3	4
	südlich von Corsewall	nördlich von Longship	südlich von Corsewall	nördlich von Longship
Geschwindigkeit in Knoten	26,4	24,3	26,3	24,6

Die Turbinen arbeiteten während der ganzen Zeit zur völligen Zufriedenheit und machten durchschnittlich rd. 188 Uml./min; die mittels eines Torsionsindikators an den Turbinenwellen gemessene Leistung betrug hierbei 64600 PS.

[1]) Engineering 2. August 1907.

[2]) Ueber die Konstruktion des Schiffes werden wir demnächst eingehendere Mitteilungen bringen. Die Red.

Während der Fahrten wurden auch die Steuereigenschaften des Schiffes geprüft. Bei einer Geschwindigkeit von 15 Knoten wurde das Ruder von mittschiffs hart nach Steuerbord oder Backbord in 15 Sekunden übergelegt, wobei das Schiff in 8 Minuten einen vollen Kreis beschrieb. Am Ende dieses Manövers betrug die Schiffsgeschwindigkeit rd. 10,5 Knoten. Der durchfahrene Kreis hatte einen Durchmesser von ungefähr 1000 m. Bei einer Geschwindigkeit von 22 Knoten und einem Ausschlage des Steuerruders um 15° wurde in 7½ Minuten ein vollständiger Kreis gefahren. Die Schiffsvibrationen wurden mittels des Schlickschen Pallographen festgestellt.

Die erste transatlantische Reise des Schiffes wird demnächst stattfinden, und es steht zu hoffen, daß die Erwartungen, die an das Schiff und seine Turbinenanlage geknüpft sind, sich auch hierbei erfüllen werden. Der Erfolg kommt in diesem Falle zunächst dem Turbinenantrieb zugute, der hierdurch endgültig bewiesen haben würde, daß seine Anwendung für die großen Schnelldampfer der Handelsflotte volle Berechtigung hat.

Es trifft sich eigenartig, daß zu gleicher Zeit wiederum ein großer Schnelldampfer mit Kolbenmaschinen für die deutsche Handelsmarine in Betrieb gesetzt wird. Der auf der Werft des Vulcan in Stettin erbaute Lloyddampfer »Kronprinzessin Cecilie« hat vor kurzem ebenfalls seine Probefahrt abgelegt und hierbei auch eine sehr bedeutende Geschwindigkeit erreicht. Die erste transatlantische Reise hat dieses Schiff vor einigen Tagen angetreten, und wenn nicht alle Zeichen trügen, steht zu erwarten, daß seine mittlere Geschwindigkeit auf der Ozeanfahrt die Leistungen der bisher schnellsten deutschen Schnelldampfer noch übertreffen und wohl nicht weit hinter der des neuen englischen Rekorddampfers zurückstehen wird.

Die Bauverträge für die beiden **neuen Linienschiffe** der Marine der Vereinigten Staaten von Nordamerika sind nunmehr abgeschlossen [1]). Das Schiff »Delaware« soll von der Newport News Shipbuilding Company für 4090000 Dollars mit Parsons-Turbinen gebaut werden. Für die Turbinenanlage sind besondere Bedingungen von den Marinebehörden vorgeschrieben. Wenn die Werft glaubt, diesen Bedingungen nicht nachkommen zu können, so soll das Schiff Kolbenmaschinen erhalten, wofür aber nur ein Baupreis von 3987000 Dollars ausgesetzt ist. Die Bauzeit für das Schiff soll 36 Monate betragen.

Das zweite Linienschiff, »Nr. 29«, ist an die Fore River Shipbuilding Company in Quincy für den Preis von 4377000 Dollars vergeben; dieses Schiff soll Curtis-Turbinen erhalten und in 34½ Monaten ausgeführt werden. Beide Schiffe sind 155,4 m lang, 25,9 m breit und sollen bei der Probefahrt 20300 t Wasser verdrängen. Die Hauptbewaffnung besteht aus zehn 30,5 cm-Geschützen, die so aufgestellt sind, daß ein möglichst großer Bestreichungswinkel gesichert ist. Der Panzer wird in der Wasserlinie in einer Breite von 2,4 m 279 mm stark, darüber in 1,5 m Höhe 254 mm stark. Das Panzerdeck besteht aus zwei aufeinander gelegten Platten von je 63 mm Stärke. Die Schiffsenden sollen nicht gepanzert werden, weil angeblich nach den mit der »Dreadnought« gemachten Erfahrungen Schiffe mit stark belasteten Enden zu schwer manövrieren; auch wird hierfür geltend gemacht, daß Beschädigungen am Bug und Heck die Gefechtsfähigkeit der Schiffe nicht beeinträchtigen. (Marine-Rundschau August/September 1907)

Eines der auf der Werft des Stettiner Vulcan für die deutsche Marine im Bau befindlichen **Torpedoboote** erhält zum Antrieb Dampfturbinen von etwa 10000 PS Gesamtleistung nach der Bauart der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft. Da das ungefähr gleich große Torpedoboot »G 137«, das kürzlich von der Germaniawerft in Kiel fertiggestellt ist, Parsons-Turbinen hat, beabsichtigt man, mit den beiden Booten Vergleichsfahrten anzustellen, um sich ein Urteil über die Anpaßfähigkeit der beiden Turbinenbauarten an Torpedoboote bilden zu können.

Die in Gemeinschaft mit der White Star Company betriebene Dominion Line hat bei Harland & Wolff in Belfast einen **Personendampfer** in Auftrag gegeben, der zum Antrieb **Kolbenmaschinen und Dampfturbinen** erhalten soll. Das Schiff hat drei Schraubenwellen, von denen die mittlere durch eine Dampfturbine, die seitlichen durch Kolbenmaschinen bewegt werden. Beim Vorwärtsfahren werden alle drei Wellen, beim Rückwärtsfahren nur die Seitenwellen benutzt. Die Kolbenmaschinen arbeiten mit vierfacher Expansion, während

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 599.

die Turbine mit dem Abdampf aus den Niederdruckzylindern gespeist wird. Man darf recht gespannt sein, wie die Anlage sich in bezug auf Raumbedarf und Wirtschaftlichkeit bewähren wird, da ähnliche Versuche bisher nur in kleinerem Maßstab ausgeführt worden sind. (The Engineer 2. August 1907)

Im Oktober dieses Jahres wird das **Königlich Bayrische Technikum in Nürnberg** eröffnet, eine technische Mittelschule, welche in ihrer Aufgabe, ihrem Lehrplan und ihrer Organisation den Vorschlägen entspricht, die der Verein deutscher Ingenieure in seiner Denkschrift vom Jahre 1889 gemacht hat. Das Technikum tritt an die Stelle der Industrieschule, deren es in Bayern bisher vier gab: in Nürnberg, Kaiserslautern, München und Augsburg, und an deren Stelle nun Oberrealschulen, eine bisher in Bayern noch nicht vorhandene Schulart, eingerichtet werden.

Es vollzieht sich damit derselbe Vorgang, wie er durch die Reorganisationen von 1870 und 1878 in Preußen herbeigeführt wurde. Die von Beuth begründeten preußischen Provinzial-Gewerbeschulen hatten die doppelte Aufgabe: für die technische Hochschule und für den unmittelbaren Eintritt in den gewerblichen Beruf vorzubereiten. Mit Recht war hier das Bibelwort am Platze: Niemand kann zween Herren dienen. Diese Zwiespältigkeit ihrer Aufgabe brachte die Provinzial-Gewerbeschulen in Preußen zum Erliegen. Die meisten von ihnen wurden in Oberrealschulen umgewandelt[1]), entsprechend der Aufgabe, für die technische Hochschule vorzubereiten. Leider versäumte die preußische Regierung zunächst, auch Ersatz für die andere Richtung, für die Vorbereitung zum Eintritt in das gewerbliche Leben, zu beschaffen; erst der eifrigen Bemühung des V. d. I. und seiner oben erwähnten Denkschrift gelang es, die Errichtung von technischen Mittelschulen, später Maschinenbauschulen genannt, in Preußen in Gang zu bringen, deren jetzt schon mehr als 12 vorhanden sind.

Das Nürnberger Technikum ist die erste Anstalt dieser Art in Bayern, und zu seiner Eröffnung darf man wohl den Wunsch aussprechen, daß seine Erfolge zur Errichtung weiterer Anstalten gleicher Art Veranlassung geben möchten; denn während an akademisch gebildeten Ingenieuren eher Ueberfluß als Mangel vorhanden ist, muß die deutsche Industrie noch immer Techniker mittlerer Ausbildung in großer Zahl von Lehranstalten empfangen, gegen deren Organisation und Lehrbetrieb sich manches einwenden läßt.

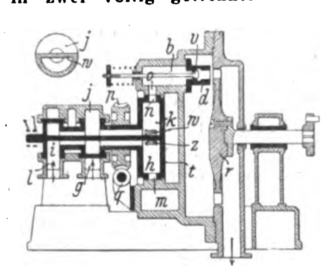
Erfreulich ist es, daß man in Bayern die ungeschickte und zu mißverständlicher Auffassung führende Bezeichnung der preußischen Anstalten: Höhere Maschinenbauschule, vermieden und statt ihrer den schlichten und klaren Namen Technikum gewählt hat.

[1]) s. die ausführliche Darstellung dieser Vorgänge in der Denkschrift des V. d. I. über die preußische Oberrealschule in Z. 1898 S. 998.

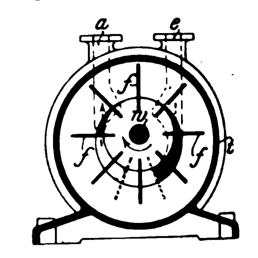
Patentbericht.

Kl. 18. Nr. 185964. Härten von Chrom, Nickel und Mangan enthaltendem Stahl. James Churchward, New York. Der etwa 1 vH Chrom, 1/2 vH Wolfram, 1 1/2 vH Nickel und 1 vH Mangan enthaltende Stahl wird durch mechanische Bearbeitung, insbesondere durch Pressen, verdichtet und geformt, sodann wieder auf Härtetemperatur erhitzt und in einem aus Oel und Phenol bestehenden Härtebade, zweckmäßig 70 vH Leinöl und 30 vH Kreosot oder Karbolsäure, abgekühlt.

Kl. 46. Nr. 181619. Gasturbine. H. Holzwarth, Hamilton (Ohio, V. St. A.), und F. Junghans sen., Schramberg (Württemberg). Luft und Gas werden einzeln verdichtet und bei l, g eingeführt; die Speisetrommel t samt ihrem Anhange wird durch eine Scheidewand w in zwei völlig getrennte Räume ih und jk geschieden. Sobald die offene Schleusenkammer i auf l trifft, wird ih mit Druckluft gefüllt; trifft j auf g, so füllt sich jk mit (höher gespanntem) Gas. Wenn dann die Oeffnung m auf o trifft, strömt Druckluft aus ih in die Brennkammer l, und wenn sich n mit o deckt, wird der Druckluft eine durch die Spannungsverhältnisse bestimmte Gasmenge aus jk zugemischt. Wenn endlich der im Umfange von t angebrachte elektrische Glühzünder z auf o trifft, wird die Ladung in b entzündet, hebt das passend belastete Ventil v und strömt durch die Düse d auf das Laufrad r der Turbine. Der Brennraum b kann ringsum mehrfach vorhanden sein; ebenso kann t 4, 6 ... abgeschlossene Räume und demgemäß 2, 3 ... Zünder enthalten. Die Speisetrommel t wird mittels Schneckengetriebes p q von einer besondern Maschine angetrieben, durch deren Geschwindigkeitsregelung auch die Turbine geregelt wird.



Kl. 59. Nr. 185789. Flügelradpumpe. Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Berlin. Die Pumpe gehört zu der Gattung von Flügelradpumpen, bei denen eine mit festen Flügeln f versehene Welle w exzentrisch in einem trommelförmigen Gehäuse umläuft, so daß in letzterem durch die Fliehkraft ein Flüssigkeitsring erzeugt wird, in den die Flügel f je nach ihrer Stellung verschieden tief eintauchen und so durch Vergrößern und Verkleinern von Räumen die Flüssigkeit fördern oder das Gas verdichten. Neu an der Pumpe, welche in den seitlichen Deckeln mit der Einströmung e und der Ausströmung a versehen ist, ist die feststehende Anordnung des Gehäuses t, in dem der Flüssigkeitsring mit dem Flügelrad umläuft. Soll die Pumpe als Zentrifugalpumpe wirken, so werden noch am Umfange der Trommel Ausgangsöffnungen angeordnet; die Pumpe arbeitet dann als Kolben- und als Kreiselpumpe und kann gleichzeitig zum Trennen von Flüssigkeiten verschiedener Dichte oder von Gas und Flüssigkeit dienen.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Selbsttätiger Gegenstrom- und Wasserumlauf-Erzeuger von Kunert.

Geehrte Redaktion!

Die Zuschrift in Nr. 28 der Zeitschrift betr. die Bedenken gegen die Verwendung der Kunertschen Dampfhauben in Flammrohrkesseln gibt mir Veranlassung zur folgenden Berichtigung.

Die in Frage stehenden Uebelstände werden in der betr. Zuschrift jeder Wasserumlauf-Vorrichtung mit Dampfhauben über den Flammrohren zugeschrieben.

Diese Verallgemeinerung kann aber nur für solche Vorrichtungen gelten, deren Dampfhauben den Zweck haben, einen besondern Dampfraum innerhalb derselben zu erzeugen und den angesammelten Dampf nach der Quer- oder Längsrichtung der Flammrohre auszustoßen. Die Bedingungen zur allmählichen Verschlammung solcher Hauben sowie zur zeitweiligen Wasserentblößung der unter denselben liegenden Heizflächen sind zweifellos in hohem Maße gegeben, und daran wird das angebliche Sicherheitsrohr an den Kunertschen Hauben wegen der in Betracht kommenden großen Dampfmengen kaum etwas ändern können.

Wenn dagegen die Dampfhauben (wie z. B. bei der Umlaufvorrichtung nach dem Patent des Zivilingenieurs H. Altmayer in Mannheim)[1]) oben offen sind und daher stets nur von einem Gemisch von Dampf und Wasser glatt durchströmt werden, so sind die fraglichen Uebelstände vollständig ausgeschlossen.

Ich habe jetzt seit Jahresfrist Gelegenheit gehabt, die Altmayersche Umlaufvorrichtung, welche nebenbei bemerkt sehr einfach und nicht teuer ist, in sämtlichen mir unterstellten Zweiflammrohrkesseln von teilweise über 100 qm Heizfläche nach der genannten Hinsicht zu beobachten, und konstatiere gleichzeitig, als im allgemeinen Interesse liegend, daß die gebotenen Vorteile meine Erwartungen weit übertreffen.

Hochachtungsvoll

Rheinau, den 22. Juli 1907. C. Wons.

[1]) s. Z. 1903 S. 749.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 34. **Sonnabend, den 24. August 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Konstruktionsgrundlagen für den Bau von Kraftwagen.

Von **Ernst Valentin.**

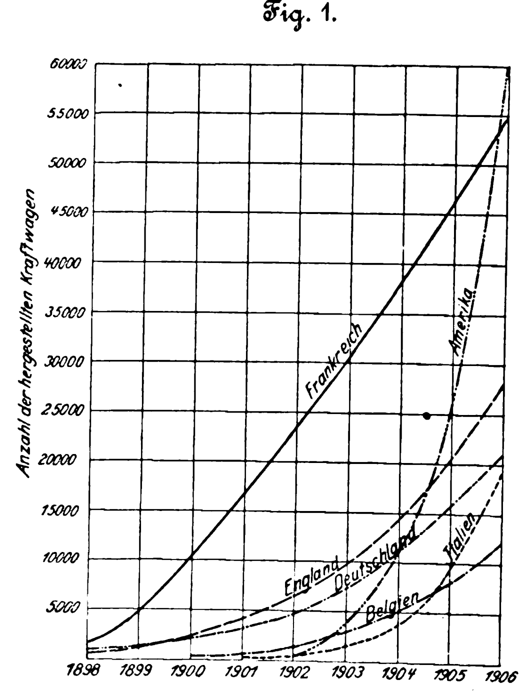
(Vorgetragen im Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

Im November des vergangenen Jahres bot sich in Berlin in der neuen Ausstellungshalle am Zoologischen Garten Gelegenheit[1]), die erstaunlichen Fortschritte zu beobachten, die die Automobiltechnik in den wenigen Jahren ihres Bestehens gemacht hat, und zu erkennen, welche Bedeutung dieser neue Zweig der Industrie für das ganze Wirtschaftsleben des Volkes gewonnen hat. Ebenso haben die noch großartigeren gleichzeitigen Ausstellungen in London und Paris gezeigt, daß man auch in jenen Ländern nicht stillsteht, sondern mit aller Anstrengung auf Beibehaltung des eigenen und auf Eroberung des Weltmarktes hinarbeitet.

Das nach einer französischen Statistik entworfene Schaubild Fig. 1 läßt die zunehmende Anzahl der in den verschiedenen Hauptindustrieländern hergestellten Kraftwagen erkennen. Bemerkenswert erscheint die Entwicklung der amerikanischen Industrie, die auch bereits auf dem europäischen Markt anfängt, in erfolgreichen Wettbewerb einzutreten, ebenso wie Italien, das einige der besten und beliebtesten Wagenformen erzeugt. Die Summe der im vergangenen Jahr in den verschiedenen Ländern hergestellten Wagen zeigt, welch riesigen Umfang die Kraftwagenindustrie erreicht hat; es wurden etwa 195000 Wagen erzeugt, die schätzungsweise einen Wert von 1170 Mill. ℳ darstellen. Hierbei finden zum mindesten 3 bis 4 Millionen Menschen Beschäftigung. Eine solche Industrie, die nach wenigen Jahren bereits derartige Zahlen aufweisen kann, durch Ausnahmegesetze hemmen zu wollen, wie es von einigen Kurzsichtigen immer wieder verlangt wird, wäre ein Verbrechen an der gesunden Entwicklung des nationalen Wohlstandes.

Deutschland ist in vielen Beziehungen im Entwerfen und auch in der Herstellung besonders des Gebrauchswagens vorbildlich geworden. Die Erfindungen von Daimler und Benz, die Konstruktionen von Maybach sind von den meisten Fabriken der Welt nachgeahmt worden. Weiter sind allein in London von den 800 dort benutzten Automobilomnibussen etwa 600 deutschen Ursprunges. Wenn wir daher mit Stolz auf die praktischen Erfolge der Automobiltechnik, und besonders der deutschen, zurückblicken, so läßt sich anderseits nicht leugnen, daß wir in der theoretischen Untersuchung der auftretenden Kräfte der Praxis nicht haben folgen können und bisher keine Zeit fanden, die im Maschinenbau eingeführten Konstruktionselemente den Bedingungen des Automobilbaues entsprechend zu ändern und zu normalisieren. Und da auch unsre Hochschulen bisher mit wenigen Ausnahmen besondere Lehrfächer für die Kraftwagentechnik nicht geschaffen haben, da brauchbare Lehrbücher, von Praktikern verfaßt, die den Automobilbau behandeln, nicht vorhanden

Fig. 1.



sind, so ist es nicht zu verwundern, wenn es für die Fabriken schwer ist, junge Konstrukteure, die die nötige besondere Vorbildung besitzen, zu bekommen.

Es bietet sich dem Studierenden der Automobiltechnik kein andres Hülfsmittel als die Fachzeitschriften, die aber auch häufig unter dem Umstand zu leiden haben, daß in der neuen Industrie noch eine gewisse Geheimniskrämerei besteht. Viele Konstrukteure suchen, vielleicht auch von ihrer

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 561 u. f., 769 u. f.

Fabrik genötigt, ihre praktischen Erfahrungen für sich selbst zu behalten. Das auf der Hochschule Gelernte kann der junge Maschinenbauer nur zum Teil mit gewissen Abänderungen benutzen, da viele der in der Automobilfabrik verwandten Materialien ihm ungewohnt sind, da er keine Uebung im Konstruieren mit Aluminium, Nickelstahl, in der Verwendung von ausschließlich stählernen Schrauben, Kugellagern usw. hat. Auch des Automobilisten höchster Grundsatz, alles so leicht wie möglich ohne Rücksicht auf den Preis des höherwertigen Materials gebaut zu erhalten, bestand bisher für ihn nicht. Ebenso fehlen ihm die Kenntnisse im allgemeinen Wagenbau, die für das Entwerfen der Karosserie, die Anordnung der Federn, die Ausstattung des Wagenkastens usw. unerläßlich sind. Schließlich sind ihm die die Konstruktionen häufig ganz bedeutend beeinflussenden behördlichen Verordnungen unbekannt.

Selbst der Elektriker, der sich im Straßenbahnbau besonders hat ausbilden können, wird bald einsehen, daß seine Motoren und Apparate für mit Gummireifen versehene Gefährte viel zu schwer und unhandlich sind.

Ebenso wie der Konstrukteur wird auch der Betriebsleiter, der vielleicht auf der Hochschule oder in andern Fabriken vorzügliche Kenntnisse im Werkstättenwesen und in der Benutzung moderner Werkzeugmaschinen erlangt hat, bei der Automobilfabrikation auf ganz ungeahnte Schwierigkeiten stoßen. Nicht nur, daß der Benzinmotor, der heute überwiegend zum Antrieb der Motorwagen benutzt wird, ein ganz eigenartiges Ding ist: es gibt auch noch viele andre Automobilteile, bei deren Bearbeitung man nicht schablonenmäßig vorgehen kann, und bei deren Herstellung in größeren Massen eine besondere Kenntnis der einzelnen Teile und der an sie gestellten Anforderungen nötig ist. Als Beispiel seien genannt die Achsen, Federn, Kühler, Karosserien usw.

Auch die Organisation im Betriebe selbst, für die im allgemeinen Maschinenbau Systeme vorliegen, die sich in vielfacher jahrelanger Erprobung als vorzüglich und nachahmenswert erwiesen haben, muß den besondern Verhältnissen angepaßt werden.

Hierbei ist von wesentlichem Einfluß der Hauptkundenkreis der Automobilfabrik, der vornehmlich aus Sportsleuten besteht. Zum Verkehr mit ihnen, die häufig die Werkstatt aufsuchen, und auch zur richtigen Behandlung der die Wagen einfahrenden Chauffeure taugt nur jemand, der nicht nur über die vorzüglichsten Werkstättenkenntnisse, sondern auch über Praxis im Fahren auf der Landstraße verfügt.

Zur weiteren Erläuterung des eben Gesagten sei es gestattet, auf die dem Automobilkonstrukteur entgegentretenden Aufgaben und einige von ihm benutzte Konstruktionselemente näher einzugehen, die sich von denen des allgemeinen Maschinenbaues in manchen Punkten unterscheiden.

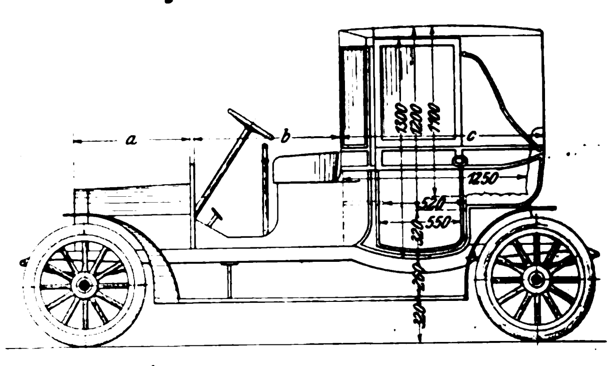
Die in der Automobilfabrik einlaufenden Bestellungen enthalten meistens Forderungen, die in folgenden drei Fragen zusammengefaßt sind:

1) Was soll mit dem Kraftwagen gefahren werden?
2) Wie soll er gefahren werden? und
3) Wo soll die Fahrt stattfinden?

Unter die erste Frage fällt zunächst das Gewicht der zu befördernden Nutzlast, das in bezug auf den Gesamtaufbau des Motorwagens, auf Federn, Achsen, Räder, Motor und Getriebe von ausschlaggebender Bedeutung ist. Wichtig ist es ferner, die Art der Nutzlast genau zu kennen, ob nämlich Personen oder Waren befördert werden sollen. Ein Fahrzeug, das dem Personenverkehr dienen soll, verlangt besonders weiche Federung, bequeme, für jeden Insassen mindestens 45 cm breite Sitze, leicht zugänglichen Einstieg und bei geschlossenem Kasten eine innere lichte Höhe von mindestens 1,50 m. Für die dem öffentlichen Verkehr dienenden Personenfahrzeuge bestehen auch mancherlei polizeiliche Vorschriften, die den ganzen Aufbau des Wagens nicht unwesentlich beeinflussen. So stellen z. B. die Behörden für die Berliner Kraftdroschken Bedingungen über Einsteighöhe und Lenkbarkeit, die nur mit technisch durchaus schlechten Durchkröpfungen des Rahmens erfüllbar sind.

Wie das Bild einer solchen Kraftdroschke, Fig. 2, zeigt, ist die Länge des Wagens durch den für den Motor nötigen Raum *a*, die Sitztiefe *b* und die vorgeschriebene Länge des

Fig. 2. Berliner Kraftdroschke.



Wagenkastens *c* (1360 mm) vollständig bestimmt. Damit bei einem derartigen Fahrzeug der verlangte kleinste Lenkdurchmesser von 10 m ermöglicht wird, müssen die Vorderräder übermäßig weit einschlagen, und hierzu muß der Rahmen vorn seitlich eingezogen werden. Die Höhe des Fußbodens über dem Erdboden ist auf 320 + 260 = 580 mm festgesetzt, ein derartig niedriges Maß, daß der Rahmen an der betreffenden Stelle auch in der Längsrichtung durchgekröpft werden muß.

Für die Beförderung von Waren sind besondere Ladekasten erforderlich, wie z. B. für Kohlenbeförderung, für Stabeisen, Möbel, Bierfässer oder dergl. Die dafür häufig nötige Länge des Untergestelles und der große Abstand der Vordervon der Hinterachse sind nur auf Kosten der Lenkbarkeit des Fahrzeuges zu ermöglichen. Es ergeben sich hierbei auch nicht selten schwierige Aufgaben, die Last zur Erlangung günstiger Adhäsionsgewichte auf die treibenden Achsen in richtiger Weise zu verteilen.

Die zweite Forderung des Bestellers: **wie gefahren werden soll**, beschränkt sich meist auf die vom Automobil verlangte Geschwindigkeit. Auch sie ist von ganz bedeutendem Einfluß auf die Konstruktion. Da es bisher nicht gelungen ist, alle mit der Fahrgeschwindigkeit zusammenhängenden Kräfte mathematisch zu fassen, so begnügt man sich mit folgender Formel:

$$W = 0{,}025\, Q + 0{,}006\, F V^2,$$

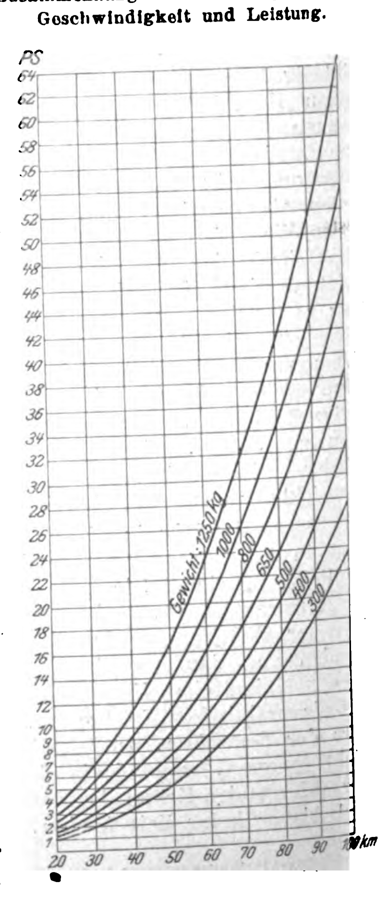
in der bedeutet:

W den Fahrwiderstand in der Ebene,
Q das Gesamtgewicht in kg,
F die Windfläche in qm,
V die Fahrgeschwindigkeit in km/st.

Es ergibt sich aus der Formel, daß mit zunehmender Geschwindigkeit die Größe der zur Fortbewegung des Wagens erforderlichen Kraft sehr schnell wächst.

Fig. 3 zeigt in einigen Kurven den Zusammenhang zwischen Wagengewicht, Geschwindigkeit und Leistung. So ist z. B. zur Fortbewegung eines Wagens von 1000 kg Gesamtgewicht mit einer Stundengeschwindigkeit von rd. 20 km ein Motor von 3 PS nötig, für 40 km Geschwindigkeit ein Motor von rd. 9,5 PS, für 60 km ein solcher von 18,7 PS und für 100 km sogar von 54 PS.

Fig. 3. Zusammenhang zwischen Wagengewicht, Geschwindigkeit und Leistung.





Für Nutzwagen, also Fahrzeuge, die weniger sportlichen Zwecken dienen sollen, kommen hohe Geschwindigkeiten nicht in Betracht, da die Rücksicht auf andre Fahrzeuge und Fußgänger die Schnelligkeit innerhalb der Städte auf einen Durchschnitt von 15 km festgelegt und daher Wagen, die 30, höchstens 40 km Geschwindigkeit erreichen können, für den täglichen Gebrauch genügend erscheinen.

Auch die Bereifung der Wagenräder setzt der erreichbaren Geschwindigkeit des Automobils von vornherein gewisse Grenzen. Mit gewöhnlichen Eisenreifen kann man wegen der ungemindert auf Achse und Federn sich fortpflanzenden Stöße des Bodens, wegen des starken Geräusches und wegen der Abnutzung, der die Landstraßen beim Befahren mit höherer Geschwindigkeit unterliegen würden, nicht schneller als 12 km/st fahren. Mit Vollgummireifen, die entweder aus einem Stück oder aus einzelnen Klötzen bestehen, kann man die Geschwindigkeit auf 24 km/st erhöhen. Bei schnellerer Fahrt und überall da, wo das Gesamtgewicht es gestattet, sollen Luftreifen gewählt werden. Die für die Unterhaltung dieser Reifen entstehenden verhältnismäßig hohen Kosten werden dadurch reichlich wett gemacht, daß die Ausgaben für Ausbesserungen an der Maschine erheblich geringer sind als bei andern Bereifungsarten.

Die dritte Frage lautet: Wo soll der Wagen fahren? Hierbei scheiden zunächst ungepflasterte Wege, die nur in ganz trockenem Zustande für ein Automobil benutzbar sind, ferner gewöhnliche Land- und Waldwege, die nur ausnahmsweise und bei ganz langsamer Fahrt befahren werden können, aus. Die vereinzelten Versuche, die namentlich von militärischer Seite zum Lastentransport auf unbebauten Strecken angestellt worden sind, stellen Ausnahmen dar, die hier nicht besprochen werden sollen.

Das Pflaster selbst übt bekanntlich auf den Fahrwiderstand einen recht bedeutenden Einfluß aus. Man nimmt hierfür gewöhnlich die im Taschenbuch der Hütte angegebenen Zahlen an. Es erscheint jedoch wünschenswert, diese Werte unter Beobachtung der besondern bei Kraftwagen vorhandenen Verhältnisse der Gummibereifung, der Antriebart und der höheren Geschwindigkeit nachzuprüfen.

Von bedeutendem Einfluß sind natürlich die Steigungsverhältnisse der Straße. Bei einer Steigung von n vH ergibt sich für die Bergfahrt eine zusätzliche Zugkraft

$$P = Q \frac{n}{100},$$

so daß z. B. für einen Wagen von 1500 kg Gesamtgewicht bei 1 vH Steigung 15 kg, bei 5 vH 75 kg und bei 20 vH 300 kg zu der auf der Wagerechten nötigen Zugkraft hinzuzurechnen sind. Bei der äußerst wechselvollen Beanspruchung, die im bergigen Gelände an die Maschine gestellt wird, empfiehlt es sich, derartige Fahrzeuge möglichst mit 4 verschiedenen Rädervorgelegen zu versehen, um den Verbrennungsmotor stets in günstiger Weise ausnutzen zu können. Auch die klimatischen Verhältnisse verdienen Berücksichtigung, da in heißen Gegenden, wie in den Tropen, der sonst übliche Betriebstoff, Benzin, als im höchsten Maße feuergefährlich nicht verwendbar ist. Ferner richtet sich die Art der Kühlung des Motors wesentlich nach dem Klima. Der Vergaser wird von der Temperatur stark beeinflußt; er muß sogar in kalten Gegenden und bei Frostwetter durch die Auspuffgase oder das warme Kühlwasser geheizt werden.

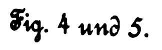
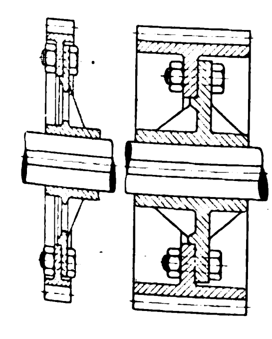


Fig. 4 und 5.



Die im Automobilbau benutzten Materialien sind recht zahlreich und dem allgemeinen Maschinenbau ungewohnt, da die Hüttenwerke in den letzten Jahren, den Forderungen des Automobilbaues folgeleistend, vollständig neue Stahlarten durch besondere Legierungen mit Nickel und Chrom geschaffen haben, die bei außerordentlich hoher Festigkeit und großer Dehnung mit den Abmessungen soweit herabzugehen gestatten, wie es der Ingenieur in andern Zweigen der Industrie kaum für möglich halten würde. In Fig. 4 und 5 ist ein Zahnrad dargestellt, wie es, für dieselbe Festigkeit berechnet, einmal bei gewöhnlichem Bessermerstahl und das andremal bei Krupp-Spezialstahl $\frac{EF\,60\,O}{Z}$ zu bemessen wäre.

Fig. 6 gibt die zulässigen Beanspruchungen einiger im Automobilbau verwendeten Materialien an. Die Zusammenstellung ist in der üblichen Weise für drei verschiedene Belastungsarten: ruhende, schwellende und wechselnde, vorgenommen. Wenn man z. B. die Linie des gewöhnlichen Siemens-Martin-Stahles (6), wie er im allgemeinen Maschinenbau mit Erfolg verwandt wird, mit dem Kruppschen Spezial-Nickelstahl (11) vergleicht, so staunt man über den Unterschied in der Festigkeit und über die Fortschritte, die die Stahlherstellung in den letzten 10 Jahren gemacht hat.

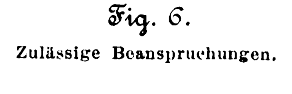
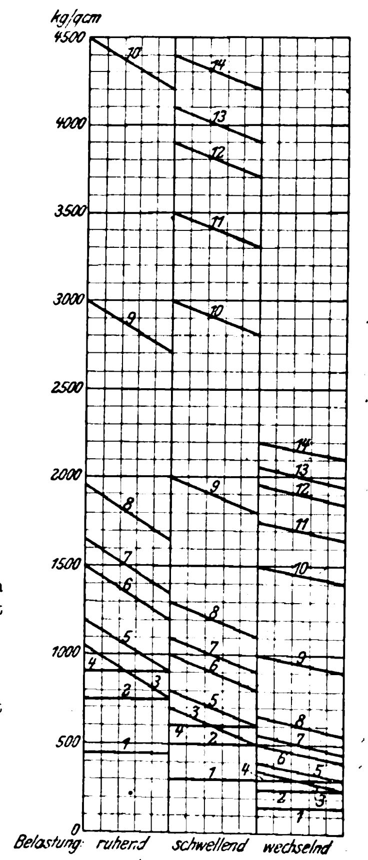


Fig. 6.



Zulässige Beanspruchungen.

1 Aluminiumguß
2 Phosphorbronze
3 Stahlguß
4 Schmiedeeisen
5 Flußeisen
6 Flußstahl
7 Krupp-Stahl $\frac{A\,7\,J}{Z}$
8 » $\frac{A\,12\,P}{Z}$
9 » $\frac{C\,46\,O}{Z}$
10 » $\frac{EF\,36\,O}{Z}$ { schwach gehärtet
11 » Nickelstahl 12 vH
12 » $\frac{EF\,36\,O}{Z}$ { stärker gehärtet
13 » $\frac{SJH}{Z}$ gehärtet
14 » $\frac{EF\,60\,O}{Z}$



Gußeisen wird heute nur noch für Motorzylinder, Kolben und Bremsbacken und in einigen Jahren vielleicht überhaupt nicht mehr benutzt. Um möglichst dichten Motorguß zu bekommen, gießt man Zylinder und Kolben mit einem oft 20 bis 30 cm hohen verlorenen Kopf. Stahlguß wird noch sehr viel verwandt; man ist aber in letzter Zeit bestrebt, viele Teile möglichst einfach zu gestalten, damit man die wenig zuverlässigen Gußstücke durch im Gesenk gepreßte Schmiedestücke ersetzen kann; denn der Stahlguß bereitet dem Automobilkonstrukteur wegen des häufigen Auftretens von Gußblasen und der Schwierigkeit, geringe Wandstärken innezuhalten, manche trübe Stunde. Auf keinen Fall darf Stahlguß für Achsen, Steuerteile, Kurbelwellen, Pleuelstangen, kurz für alle Teile, die einer besonders hohen oder wechselnden Beanspruchung unterliegen, angewandt werden.

Für kleinere Teile: Lager, Schalen und dergl., wird auch Bronze häufig benutzt. Für größere Stücke, die keiner allzu hohen Beanspruchung ausgesetzt sind, wie Gehäuse, Lagerböcke und dergl., bietet sich im Aluminium ein wegen seines geringen spezifischen Gewichtes vorzüglich für den Automobilbau geeignetes Material dar. Beim Entwerfen von Gußkörpern sind kreuz- und **T**-förmige Querschnitte, Fig. 7 und 8, zu vermeiden, da sich in den Ecken und Kanten der Rippen Schmutz ansammelt, der nicht leicht wieder zu entfernen ist. Aus diesem Grunde, und auch wegen der größeren Haltbarkeit, bildet man die Teile im Automobilbau kastenförmig aus,

Fig. 7 und 8.

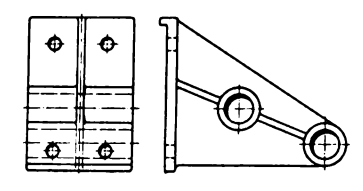


Fig. 9 und 10.

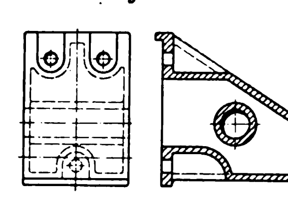
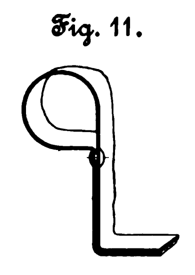


Fig. 9 und 10. Die Mehrkosten für Kernkasten machen sich bald dadurch bezahlt, daß das Modell als ein massiver Block bedeutend haltbarer ist. An den Stellen, wo sich Schrauben mit Muttern befinden, wird die Wand des Kastens nicht durchbrochen, sondern mit dem nötigen Spielraum herumgeführt.

Erwähnt seien an dieser Stelle noch einige derjenigen Konstruktionselemente, die mit Vorteil fertig bearbeitet von Spezialfabriken zu beziehen sind. Hierher gehören zunächst die Rohre und Bleche. Rohre sind in den ersten Jahren des Automobilbaues in großem Umfange benutzt worden, weil die Rahmen in Anlehnung an die im Fahrradbau gesammelten Erfahrungen aus Rohren zusammengelötet wurden. Dies hat sich in letzter Zeit geändert; jetzt wird fast ausschließlich 3 bis 6 mm starkes Eisenblech, das unter besonders hierfür gebauten starken hydraulischen Pressen gebogen wird, verwandt.

Die Rohrrahmen hatten den Nachteil, zu steif zu sein, während die jetzt gebräuchlichen blechernen allen Stößen und Unebenheiten des Weges derartig nachgeben, daß der auf den Rahmen gesetzte hölzerne Wagenkasten während der Fahrt anfängt zu arbeiten und sich zu verziehen. Man hat daher in jüngster Zeit die Vorteile beider Bauarten zu vereinigen gesucht und Blechrahmen hergestellt, die oben in ein rohrförmiges Profil umgebogen sind, Fig. 11.

Fig. 11.



Unter denjenigen Elementen oder Bauteilen, die dem Konstrukteur als ein zusammenhängendes Ganze zur Verfügung stehen, erregt zunächst das Kugellager die Aufmerksamkeit des Maschinenbauers. Bei den sehr hohen Umlaufzahlen, häufig 1200 und mehr, mit denen die Motor- und Getriebewellen eines Kraftwagens zu laufen haben, war es früher bei normaler Abnutzung nötig, die bronzenen Lagerschalen nach etwa 30000 km Fahrtlänge zu erneuern. Selten war aber dann die Welle noch so unbeschädigt, daß die verbrauchten Lagerbüchsen ohne Nacharbeit durch neue hätten ersetzt werden können. Hier haben die Kugellager völligen Wandel geschaffen; man sieht in einem modernen Automobil die alten Gleitlager nur noch im Motor selbst, weil man den Kugeln bei den hier ständig wechselnden außerordentlich starken Drücken noch nicht genügend Vertrauen entgegenbringt.

Glücklicherweise herrscht in den Hauptabmessungen der Kugellager verschiedener Fabriken ziemliche Uebereinstimmung, so daß eine recht gute Austauschbarkeit untereinander möglich ist. Da die Achsen bei Temperaturschwankungen ihre Längen ändern, ist es notwendig, mindestens eines von zwei zusammenarbeitenden Kugellagern lose zu montieren; denn die Kugeln selbst lassen eine Verschiebung in der Längsrichtung nicht zu. Die Kugellager unterscheiden sich in Lauf- und Drucklager. Bei den Laufringen machte früher das Einfüllen der Kugeln eine Oeffnung des einen Ringes nötig. Diese Schwächung des Ringes wird jetzt vermieden und die Benutzung zweier unverletzter Ringe dadurch ermöglicht, daß man weniger Kugeln verwendet und sie durch Spiralfedern, Bleche oder dergl. in ihrer gegenseitigen Lage festhält. Man kann auch die Ringe im Schraubstock oval drücken oder sie durch Erwärmung des äußeren und Abkühlung des inneren voneinander entfernen.

Für die Aufnahme von Seitendrücken sind die Laufringe nur zu einem Teil ihrer Tragfähigkeit geeignet. Man verwendet daher zum Abfangen des Federdruckes in der Kupplung, des Seitendruckes von Kegelrädern oder dergl. besondere Druckkugellager. Die Kugeln sollten hierbei für den Gebrauch im Kraftwagenbau in besondern Käfigen eingebettet sein, da sie sonst beim Einbau der Kugellager leicht herausfallen können.

Fig. 12 zeigt einen Getriebekasten, in dem Kugellager im ausgiebigsten Maße Verwendung gefunden haben. Hierbei gehen die Ansichten der Konstrukteure über die Möglichkeit, die Lauflager in axialer Richtung zu belasten, auseinander. Einige verwenden überhaupt nur Lauflager, während andre stets besondere Druckringe bei seitlicher Belastung der Kugeln vorsehen. Die Anbringung der Kugellager in den im Automobilbau meist aus Aluminium bestehenden Gehäusen ist insofern etwas umständlich, als es nicht empfehlenswert ist, die gehärteten Kugelringe in dem weichen Aluminium zu lagern. Man versieht daher die Aluminiumkasten *a*, Fig. 13 und 14, an den Enden mit großen Bronzebüchsen *b*, in die die Kugellager eingelegt werden. Diese Büchsen verschließt man vorteilhaft mit Verschraubungen *c*, die durch Labyrinthdichtungen den Austritt des in dem Gehäuse befindlichen Oeles verhindern.

Fig. 12. Getriebekasten.

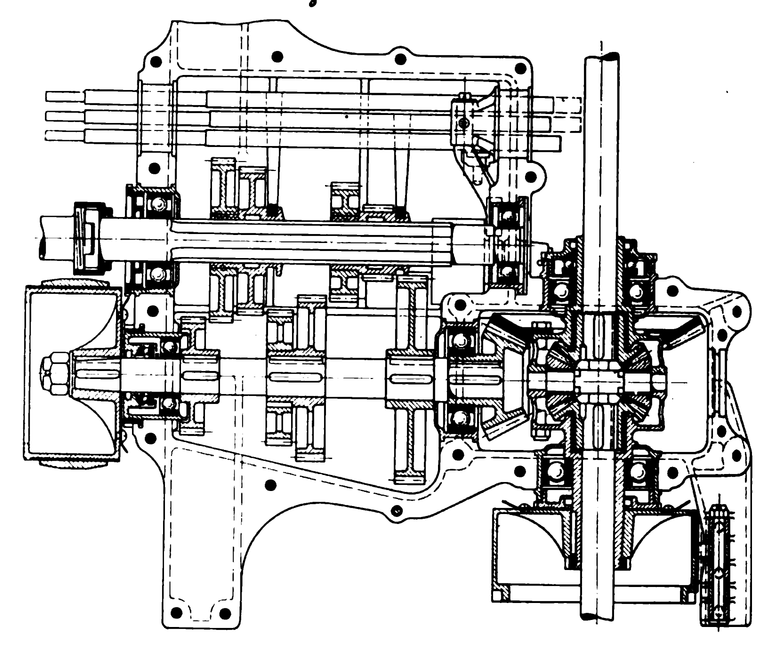
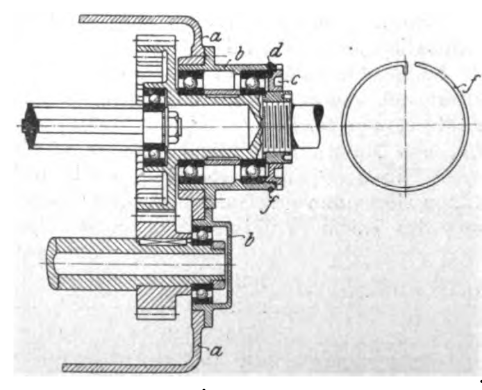


Fig. 13 und 14.



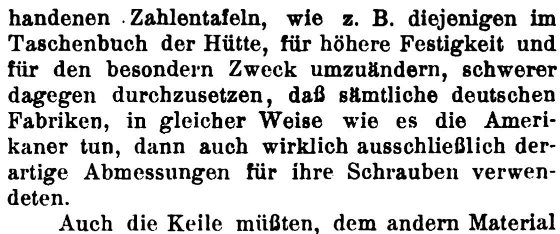
Bei billigen Fahrzeugen ist namentlich in Amerika das Hyatt-Rollenlager recht beliebt, in dem die einzelnen Rollen aus spiralig gewundenem Stahlband bestehen. Fig. 15 zeigt eine Treibhinterachse dieser Bauart, die in der Herstellung der einzelnen Stücke und im Zusammenbau außerordentlich billig wird. Da diese Lager seitlichen Druck natürlich nicht aufnehmen können, sind hier überall besondere Druckringe vorgesehen. Bei ganz schweren Fahrzeugen verwendet man namentlich für die Bewegung der Vorder- und Hinterräder um die feststehenden Achsen das Moffet-Rollenlager, bei dem

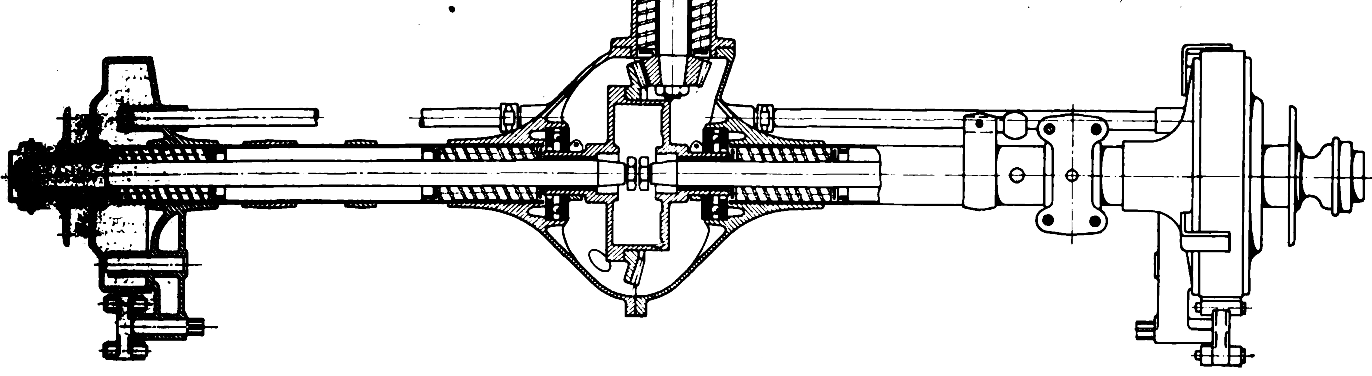
jede einzelne Rolle noch einmal für sich auf Kugeln gelagert ist, Fig. 16.

Auch die im allgemeinen Maschinenbau normalisierten Schrauben und Muttern sind in der üblichen Form im Motorwagenbau nicht überall verwendbar. Wenn man bedenkt, wieviel an Gewicht durch Benutzung edlerer Materialien gespart werden kann, und anderseits auch, welch bedeutungsvolle Aufgabe gerade der Schraube im Kraftwagenbau zufällt, wird man verstehen, warum die Automobilkonstrukteure die gewöhnlichen eisernen Schrauben nur selten benutzen und meistens solche aus Siemens-Martin-Stahl verwenden. Ja, bei vielen Teilen, so bei der Steuerung, den Pleuelstangen usw., ist es vorteilhaft, die Schrauben sogar aus Chromnickelstahl zu machen, da ein Bruch an diesen Stücken den

Fig. 15.

Treibhinterachse mit Hyatt-Rollenlager.





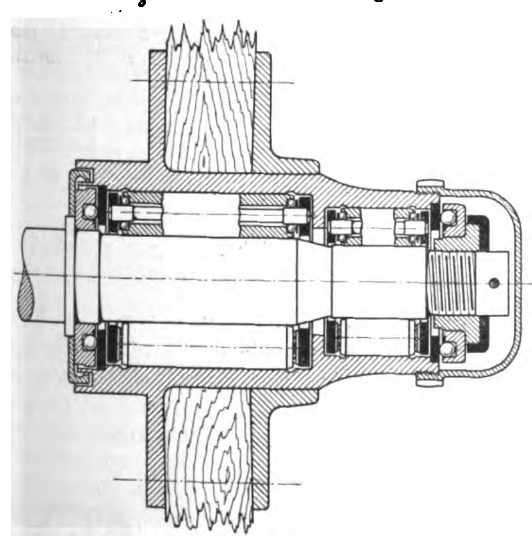
handenen Zahlentafeln, wie z. B. diejenigen im Taschenbuch der Hütte, für höhere Festigkeit und für den besondern Zweck umzuändern, schwerer dagegen durchzusetzen, daß sämtliche deutschen Fabriken, in gleicher Weise wie es die Amerikaner tun, dann auch wirklich ausschließlich derartige Abmessungen für ihre Schrauben verwendeten.

Auch die Keile müßten, dem andern Material und der höheren Beanspruchung entsprechend, etwas anders als im allgemeinen Maschinenbau ausgebildet werden, wenn man nicht gleich zu dem viel bequemeren und gerade für den Automobilbau so vorteilhaften amerikanischen halbrunden Keil übergehen wollte. Es erübrigt sich wohl, an dieser Stelle von den vielen Vorzügen, die dieser »Woodruff«-Keil besitzt, zu

Führer und die Insassen des Kraftwagens in Todesgefahr bringen kann.

Auch die sonst übliche Schraubensicherung durch Gegenmutter ist im Motorwagenbau nicht ohne weiteres zulässig, weil einerseits der Raum zu kostbar ist, als daß man die Bolzen soviel länger machen könnte, und anderseits eine Sicherung nötig ist, die sich auch bei den heftigsten Erschütterungen nicht löst. Am besten erfüllt diese Aufgabe die Kronenmutter. Häufig sind aber auch bei größeren Gewinden

Fig. 16. Moffet-Rollenlager.

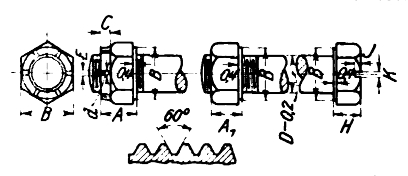


Ringe aus Stahldraht oder umgeschlagene Bleche oder dergl. mit Vorteil zu verwenden. Eine derartige Sicherung einer Verschraubung zeigen Fig. 13 und 14. Auf der Büchse *b* ist eine Rille *d* eingedreht, in die der Stahlring *f* gelegt wird. Sein freies Ende geht in ein durch die Büchse bis in die Verschraubung *c* gebohrtes Loch und dient so als sehr zuverlässige und billige Sicherung.

Mit höchst nachahmenswertem Beispiel sind uns hier die Amerikaner vorangegangen, indem sie für ihren Automobilbau Normalien für Schrauben und Bolzen mit Kronenmuttern auf gestellt haben, Fig. 17. Auch bei uns wäre es leicht, die vor-

Fig. 17.

Amerikanische Normalien für Schraubbolzen mit Kronenmuttern.

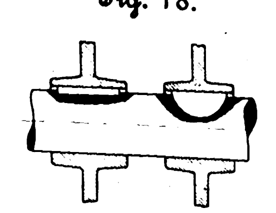


D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	7/8	1
p [1]	28	24	24	20	20	18	18	16	16	14	14
A	7,1	8,3	10,3	11,5	14,3	15,5	18,3	19,5	20,6	23	25,4
A_1	5,6	6,7	8,3	9,5	11,1	12,3	13,9	15,1	16,7	19,5	22,2
B	9,5	12,7	14,3	17,5	19	22,2	23,8	25,4	28,6	31,7	36,5
C	2,4	2,4	3,2	3,2	4,8	4,8	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
E	2	2	3,2	3,2	3,2	4	4	4	4	4	4
H	4,8	6	7,1	8,3	9,5	10,7	11,9	13,1	14,3	16,7	19,1
J	4,8	6	7,1	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2
K	1,6	1,6	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
d	1,6	1,6	2,4	2,4	2,4	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2

[1] p = pitch (Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll).

sprechen, Vorzüge, die nicht nur in der billigen zweckmäßigen Herstellung von Keil und Nut, sondern vor allem auch in der Gewähr des vollständig genauen Passens des Keiles in der Wellennut bestehen. Fig. 18 zeigt eine Welle, auf der 2 Naben mit gewöhnlichem und mit Rundkeil befestigt sind.

Fig. 18.

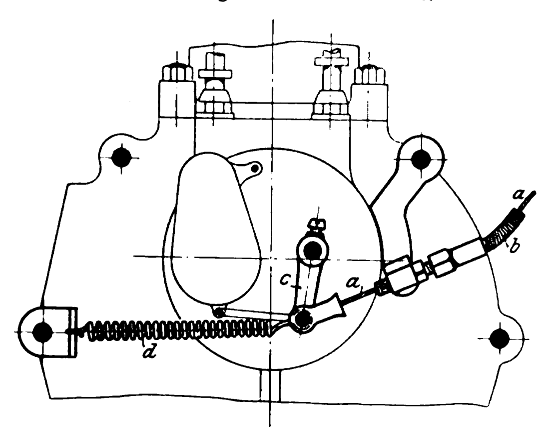


Ein eigentümliches und sonst im Maschinenbau wenig bekanntes Element ist der Bowden-Draht. Ueberall da, wo man zur Bewegung eines Hebels, eines umständlichen Gestänges, verschiedene Winkelhebel und -züge nötig hat, oder wo mehrere Hebel gleichzeitig von einem Punkt aus mit gleicher Kraft betätigt werden sollen, leistet dieser Bauteil gute Dienste. Die aus bestem Stahldraht bestehende Seele *a*, Fig. 19, bewegt sich in einem biegsamen Rohr *b*, das mit beliebiger, natürlich nicht übertriebener Krümmung fest verlegt wird. Ein zu häufiger Gebrauch von Bowden-

Drähten erscheint übrigens insofern verwerflich, asl der damit angezogene Hebel *c* stets auf mechanischem Wege durch Spiralfedern *d* oder dergl. zurückgeführt werden muß. So stellt Fig. 19 die Verwendung eines Bowden-Zuges für die Zündung eines Benzinmotors dar; *a* ist die durch einen an der Steuersäule befindlichen Hebel zu betätigende Drahtseele, *b* das biegsame Rohr, das an jedem Ende in einer Hülse verlötet und festgelegt werden muß, *c* der zu bewegende Zündhebel und *d* die Rückzugfeder.

Je nach der Antriebart unterscheidet man Kraftwagen mit Verbrennungsmotoren — also Benzinautomobile —, Elektromobile und Dampfwagen. Der Benzinmotor, der weitaus die größte Verbreitung und Beliebtheit besitzt, wird für alle Arten Fahrzeuge und

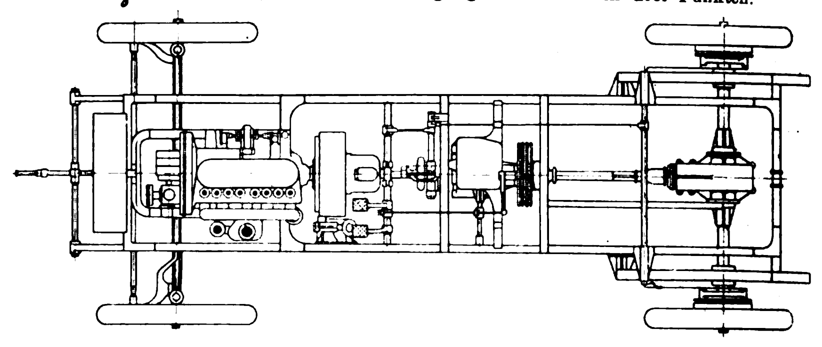
Fig. 19.
Anordnung des Bowden-Drahtes.



für große Reisewagen ausschließlich benutzt. Das Elektromobil hat sich in letzter Zeit sehr entwickelt und scheint berufen zu sein, die Beherrscherin der Großstadt zu werden, da seine Geräusch- und Geruchlosigkeit, die stete Betriebsbereitschaft und die leichte Bedienbarkeit von keinem andern Fahrzeug erreicht werden. Dem Dampfwagen dagegen bietet sich ein dankbares Feld zur Beförderung großer Gewichte über Land oder für den Omnibusverkehr in heißen Gegenden, wo der mit leicht flüchtigen Betriebstoffen zu speisende Verbrennungsmotor wegen der Feuergefahr nicht verwandt werden darf. Trotz der zum Teil durchaus verschiedenen Konstruktionen, die diese einzelnen Wagenarten erfordern, scheinen Gesamtanordnung und äußeres Aussehen der Kraftfahrzeuge sich immerhin zu einer bestimmten eigenartigen Form herauszubilden: Vorn, unter einer leicht abnehmbaren Haube, der besonders der Bedienung unterworfene Teil, bei Benzinwagen der Motor, bei Elektromobilen die Akkumulatoren, bei Dampfwagen der Kessel; hinter der Haube der Führersitz mit dem dem Wagen das vorwärtsstrebende Aussehen verleihenden schrägen Steuer, und endlich der eigentliche Wagenkasten. Zum Antrieb werden meist die Hinterräder, zur Lenkung des Fahrzeuges die Vorderräder benutzt.

Allen Wagenarten gemeinsam ist auch die erst in den letzten Jahren völlig zur Geltung gekommene Forderung nach möglichster Leichtigkeit aller Teile. Das Eigengewicht des Motorwagens spielt deshalb eine so hervorragende Rolle im Betriebe der Fahrzeuge, weil die Stärke des Motors und dementsprechend der Verbrauch an Betriebstoff dadurch wesentlich beeinflußt wird. Ferner sind die jedesmal beim Anfahren und Halten zu beschleunigenden und zu verzögernden Massen zur Schonung des Wagens möglichst gering zu halten. Schließlich ist aber auch die Benutzung von Gummireifen, ohne die Wagen mit mehr als 12 km Geschwindigkeit nicht möglich sind, wie schon früher bemerkt, an niedrige Gewichte gebunden, da sonst die Reifen derartig verschleißen, daß der Betrieb unwirtschaftlich wird. Es muß daher dem Konstrukteur ein Grundsatz in Fleisch und Blut übergehen, der im allgemeinen Maschinenbau nicht durchgeführt werden kann:

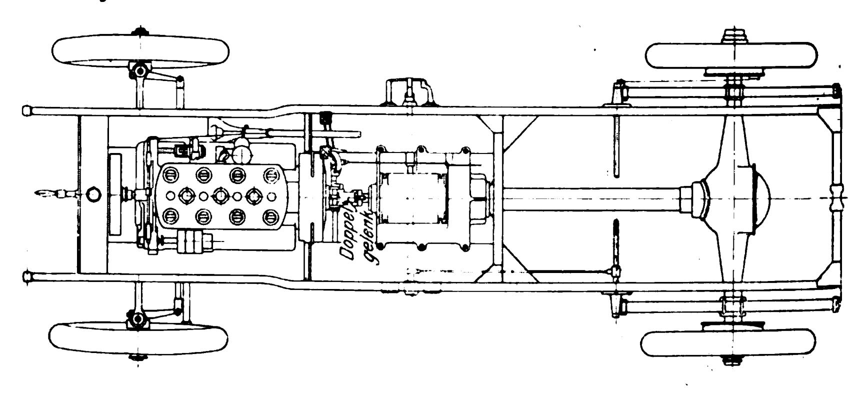
Fig. 20. Untergestell mit Befestigung des Motors in drei Punkten.



daß nämlich jedes Gramm, das beim Konstruieren der Automobilteile gespart wird, Gewinn bedeutet.

Wie bereits vorher gezeigt, fehlt dem Kraftwagen ein festes Fundament, auf das die Maschine gesetzt werden könnte. Ein solches zu schaffen, würde eine gänzlich unzulässige Gewichtvermehrung bedeuten. Es heißt daher für den Konstrukteur: andre Wege finden, um dem Rahmen jederzeit eine windschiefe Einstellung seiner einzelnen Träger gegeneinander zu gestatten, ohne daß die Maschinenteile, die auf ihm befestigt sind, übermäßig beansprucht werden. Man erreicht dies durch zwei Mittel: einmal dadurch, daß man die einzelnen Glieder nur an drei Punkten im Wagen aufhängt. So zeigt Fig. 20 ein Untergestell, bei dem der Motor und das Wechselgetriebe an drei Punkten aufgehängt sind, und zwar bilden diese drei Punkte ein gleichseitiges Dreieck, dessen Grundlinie quer zur Wagenrichtung liegt, und dessen Achse mit der Längsachse des Wagens zusammenfällt. Sodann dadurch, daß man die von einem Maschinenteil zum andern durchgehenden Wellen nicht unmittelbar kuppelt, sondern mit

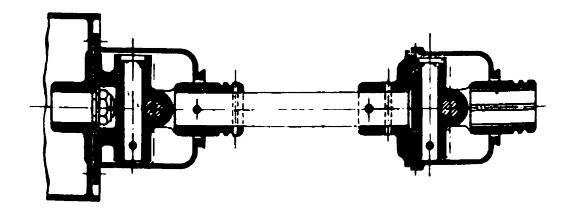
Fig. 21. Untergestell mit Doppelgelenk zwischen Motor- und Getriebewelle.



nachgiebigen Gelenken versieht, die ein schiefes Einstellen der Wellenachsen gegeneinander in möglichst weitem Maße gestatten.

Fig. 21 zeigt ein Untergestell, bei dem die Kurbelwelle des Motors mit der Hauptwelle des Getriebes durch ein doppeltes Gelenk verbunden ist. Hierfür haben sich im Laufe

Fig. 22. Doppel-Kardangelenk.



der letzten Jahre manche auch im allgemeinen Maschinenbau vielleicht vorteilhaft zu verwendende Ausführungen von Doppel-Kardangelenken und dergl. herausgebildet, wie ein solches in Fig. 22 wiedergegeben ist. Fig. 23 stellt eine andre derartige Ausführung dar, die Knochenkupplung genannt wird. Sie besteht aus einem ballig abgerundeten Vier-

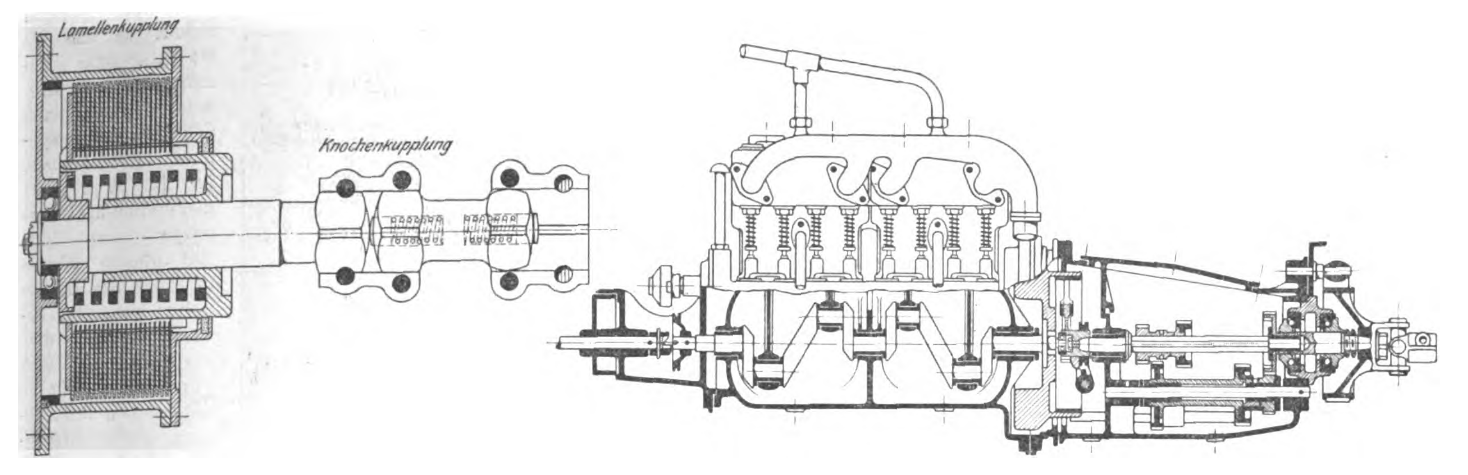


Fig. 23.

Fig. 24. Motor und Getriebe der neuen Pariser Automobildroschken.

kant, das von einer ebenfalls vierkantigen Hülse umgeben ist. In der Längsrichtung ist es verschiebbar und nach jeder Richtung drehbar, soweit es das Vierkant zuläßt. Da übrigens die Hinterachse, die meistens als Treibachse ausgeführt ist, ohnehin gegenüber dem Wagenrahmen dauernde bedeutende Schwingungen macht, haben manche Konstrukteure die auf dem Rahmen befindlichen Maschinenteile, Motor und Wechselgetriebe, zu einem starren Ganzen vereint und nur dahinter, zur Treibachse führend, das Kardan-Gelenk angebracht. Fig. 24 zeigt den aus Motor und Getriebe bestehenden Teil der neuen Pariser Automobildroschken. Das Gehäuse ist ein großes Aluminiumgußstück, das an drei Punkten, und zwar zweien quer zur Wagenrichtung hinten und einem in der Mitte der vorderen Querverbindung, aufgehängt ist. Es sei noch besonders auf die vier in einem einzigen Stück gegossenen Zylinder und auf den außerordentlich großen Wasserraum, der sich über dem Zylinder befindet, aufmerksam gemacht. Dieser große Wasserraum ist nötig, da die Kühlung ohne Pumpe nach dem Thermosyphonsystem vor sich gehen soll. Zweifellos würden hier gewissenhaft durchgeführte Untersuchungen über die Art der Schwingungen, die in den Längsträgern des Rahmens auftreten, manche Unklarheit, die heute noch besteht, beseitigen.

Fig. 25 zeigt ein andres Untergestell, bei dem ebenfalls der Motor mit dem Getriebe aus einem Stück gegossen ist.

Wenn man dem Rahmen durch die Anbringung beweglicher Zwischenglieder Nachgiebigkeit im weitesten Maße gestattet, so soll man anderseits danach trachten, daß er mit dem auf ihm ruhenden Wagenkasten stets möglichst wagerecht und in gleichem Abstand vom Erdboden bleibt. Dies kann durch eine gute Abfederung gegen die Wagenachsen und besonders durch richtige Aufnahme der die hintere treibende Achse treffenden Stöße geschehen. Manche Konstruktionen zeigen, daß auf den letzten Punkt nicht genügend Rücksicht genommen wird. Der Rahmen selbst ruht auf Federn, die auf den die Räder tragenden Achsen befestigt sind. Um das Spiel der Federn zu ermöglichen, muß sich also die Hinterachse jederzeit dem Rahmen leicht nähern und sich von ihm entfernen können. Außerdem muß die Achse quer zur Wagenrichtung frei schwingen können, um Unebenheiten des Bodens beim Fahren eines Rades über einen Stein oder dergl. auszu-

Fig. 25. Untergestell mit starrer Verbindung von Motor und Getriebe.

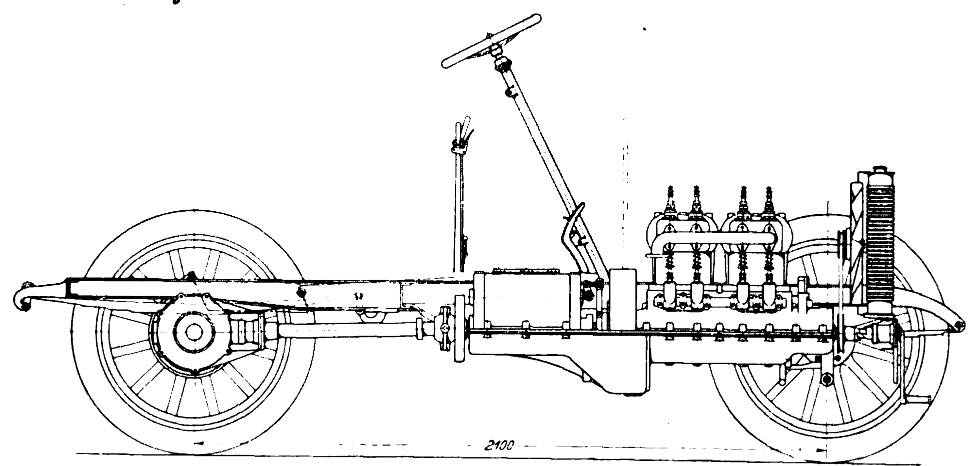
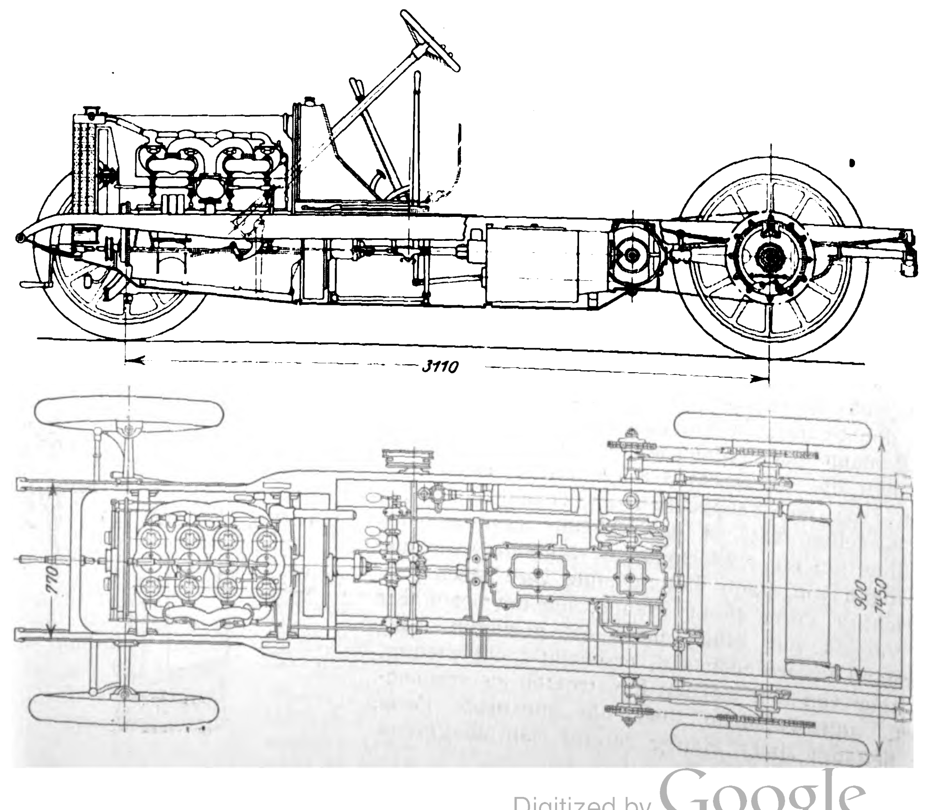
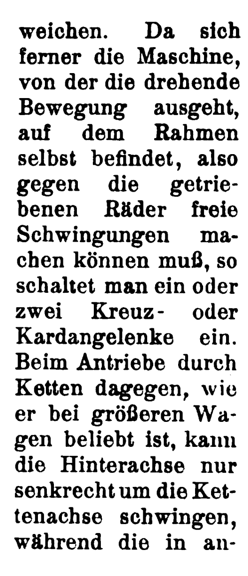


Fig. 26 und 27. Untergestell mit Kettenantrieb.





weichen. Da sich ferner die Maschine, von der die drehende Bewegung ausgeht, auf dem Rahmen selbst befindet, also gegen die getriebenen Räder freie Schwingungen machen können muß, so schaltet man ein oder zwei Kreuz- oder Kardangelenke ein. Beim Antriebe durch Ketten dagegen, wie er bei größeren Wagen beliebt ist, kann die Hinterachse nur senkrecht um die Kettenachse schwingen, während die in anderer Richtung auftretenden Verdrehungen der Hinterachse durch die Kettenspanner aufgenommen werden müssen. Fig. 26 und 27 zeigen ein derartiges Untergestell.

Fig. 28. Alter Rohrrahmen.

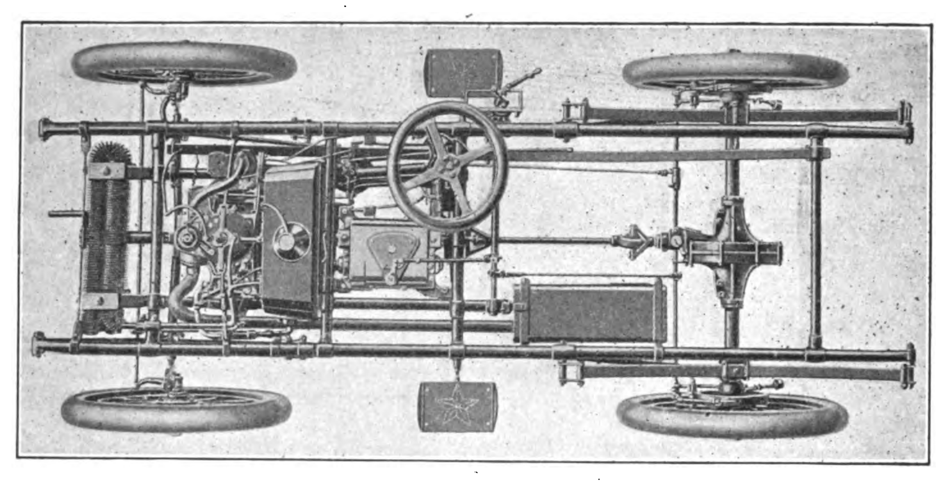
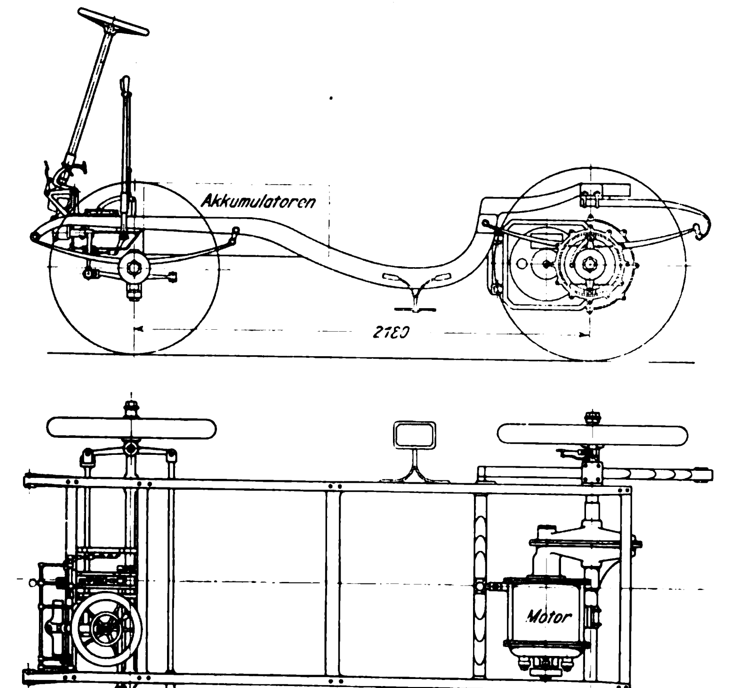


Fig. 29 und 30. Neuer gepreßter Rahmen.



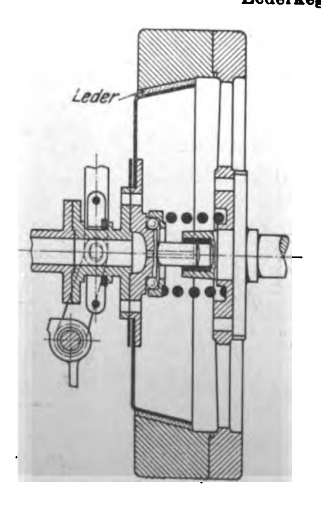
Bemerkenswert an diesem Untergestell ist noch der aus Blech gepreßte Rahmen. Man läßt hierbei meistens die Profilhöhe von ihrem aus der Berechnung sich ergebenden größten Wert in der Mitte nach den Seiten hin abfallen. An den Stellen, wo der Rahmen nach innen eingekröpft werden muß, läßt man die wagerechten Stege etwas weiter auslaufen, um die Kröpfstellen zu verstärken. Wie Fig. 26 sehen läßt, ist der Rahmen unterhalb der Maschine mit einer Blechpfanne verkleidet, die das Eindringen von Staub und Schmutz verhindern soll. Die richtige Form dieser Pfanne, die bei der Fahrt des Wagens nur einen möglichst geringen Luftwiderstand verursachen soll, erscheint recht wichtig, wird aber von den meisten Konstrukteuren vernachlässigt, weil Versuche über die günstigste Form nicht bekannt sind. Häufig vereint man die Pfanne mit den Seitenträgern zu einem einzigen Stück, so daß die Maschinenteile unmittelbar in geeigneten Ausschnitten der Pfanne aufgebaut werden können. So ist in Fig. 21 die Pfanne als Motorträger ausgebildet. Bei diesem Wagen ist noch die Hinterachse besonders bemerkenswert, die ebenfalls aus Blech gepreßt ist. Fig. 28 zeigt einen Rohrrahmen, wie er in früheren Jahren vielfach angewandt wurde; durch Vergleich mit dem Rahmen in Fig. 29 und 30 erkennt man die außerordentliche Vereinfachung, die die Verwendung gepreßter Bleche dem Kraftwagenbau gebracht hat. Beim Rohrrahmen mußte jedes Stück besonders eingepaßt und verlötet werden, während der Blechrahmen sich ohne weiteres den eigenartigen Durchkröpfungen und Biegungen, wie sie der Wagenbau verlangt, anschmiegt.

Die Eigenschaft des Benzinmotors, jedesmal nach einem Stillstande wieder angedreht werden zu müssen, hat dazu geführt, den Motor nicht unmittelbar mit der Hauptantriebwelle zu verbinden, sondern eine möglichst geschmeidige Kupplung dazwischen zu setzen. Da man den Benzinmotor selbst bei vermindertem Lauf oder Stillstand des Wagens weiter laufen läßt, sind die namentlich im Getriebe der Großstadt fortwährend benutzten Kupplungen derartig ausgebildet worden, daß sie dauerndes Schleifen gestatten, augenblicklich fassen und schnell lösen. Außer der Lederkupplung erfüllt diese Bedingung namentlich die in letzter Zeit zu hoher Entwicklung gelangte Lamellenkegelkupplung. Bei den in Fig. 31 und 32 dargestellten Lederkegelkupplungen ist besonders bemerkenswert, daß der Druck der Federn im gekuppelten Zustande nach beiden Seiten vollständig abgefangen wird, so daß schädliche Seitendrücke nicht auftreten können. Bei der Lamellenkupplung, Fig. 23, wird durch die mehr oder weniger große Anzahl der Lamellen ein sehr sanftes Anfahren erreicht.

Bekanntlich hat der im Automobilbau vorwiegend verwandte Explosionsmotor nicht die Eigenschaft, mit sinkender Umlaufzahl ein höheres Drehmoment zu entwickeln. Um daher beim Anfahren, wo ziemlich bedeutende Beschleunigungskräfte erforderlich sind, oder bei der Bergfahrt, wo die in der Ebene nötige Zugkraft von etwa 30 kg/t auf das Fünf-

Fig. 31. Fig. 32.

Lederkegelkupplungen.



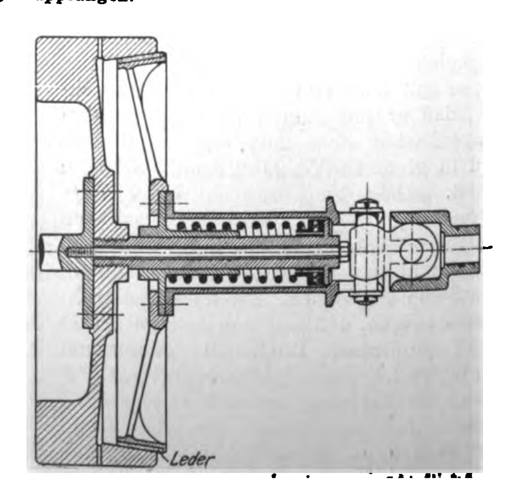
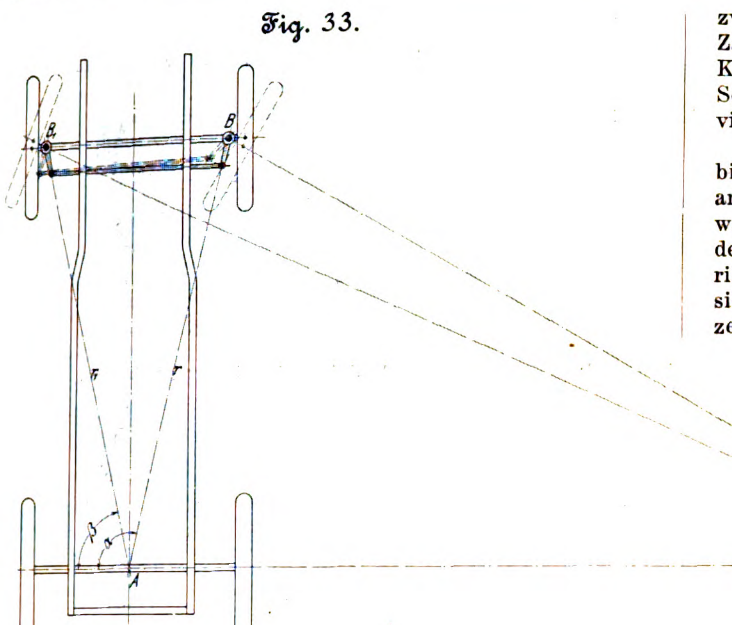


Fig. 33.



zwar ist beim dritten der Motor ohne Zwischenschaltung von Zahnrädern unmittelbar mit der zur Hinterachse führenden Kardanwelle gekupppelt. Es gibt auch Getriebe mit einem Schieber für 4 Geschwindigkeiten, bei denen ebenfalls der vierte Gang die unmittelbare Kupplung ist.

Die bei vierrädrigen Fahrzeugen als Lenkräder ausgebildeten Vorderräder schwingen um zwei auf der Vorderachse angebrachte Drehzapfen, im Gegensatz zu der bei Pferdewagen üblichen Drehschemel-Steuerung, bei der sich die Vorderachse als ein Ganzes um ihren Mittelpunkt dreht. Eine richtige Lenkung der Räder muß so eingerichtet sein, daß sich die auf den Vorderrädern errichteten Senkrechten jederzeit auf der Verlängerung der Hinterachse schneiden. Wie aus Fig. 33 ersichtlich, bilden die beiden Linien r und r_1 jederzeit verschieden große Winkel α und β mit der Hinterachse, und es entsteht die Aufgabe, die Räder so miteinander zu verbinden, daß der eben gekennzeichneten Bedingung genügt wird. Eine Lösung ist hierfür noch nicht gefunden worden. Man hilft sich vielmehr dadurch, daß man die Mitte der Hinterachse A in der Stellung der geraden Fahrt mit den Drehpunkten B und B_1 der Lenkzapfen verbindet und dann zeichnerisch durch Weiterrücken des Schnittpunktes die jeweilig günstigste Annäherung sucht. Auch über einen andern Punkt der Steuerung besteht ziemliche Unklarheit. Fig. 34 zeigt eine Steuersäule mit dem Handrade, durch das eine Schraube gedreht wird; durch das Auf- und Abwärtsgehen ihrer Mutter wird der Steuerhebel mit seinem Kugelzapfen in schwingende Bewegung versetzt. Die beiden kleinen auf dem Steuerrade befindlichen Handhebel wirken auf das nach dem Vergaser und der Motorzündung führende Gestänge. Die durch das Steuerrad A, Fig. 35, von der Hand des Fahrers eingeleitete Bewegung wird also auf die Stange C übertragen, die mit Pufferfedern versehen ist, um die die Räder treffenden Stöße zu mildern oder abzufangen.

Da nun die Vorderfedern vorn um einen festen Punkt D und hinten in einem Gehänge E drehbar sind, damit die auf die Achse treffenden Stöße möglichst nur als Zugkräfte in den Federn auftreten, so schwingt die Achse und mit ihr das Steuergestänge in einer Kurve um den Aufhängungspunkt D. Beim jedesmaligen Durchfedern des Wagens wird also der Angriffpunkt F um die Strecke, die sich aus der Projektion der entstehenden Kurven auf die Wagenrichtungslinie ergibt, vor und zurück bewegt. Da nun der Mechanismus in der Steuersäule mehr oder weniger selbsthemmend eingerichtet ist, um die Stöße, die die Räder treffen, nicht auf das Handrad und die Arme des Fahrers fortzupflanzen, so wird durch die hin- und hergehende Bewegung des Angriffpunktes F ein dauerndes Pendeln der Vorderräder verursacht. Einige Abhülfe hiergegen läßt sich dadurch schaffen, daß man den Endpunkt G des Steuerhebels H möglichst in eine Senkrechte zu der vom Angriffpunkt beschriebenen Kurve legt. Rechnerisch ergibt sich dann, daß die Steuerstange C in der Mittelstellung etwa um 7° nach vorn ansteigen muß. Wenn man aber einen Blick auf manche, ja sehr viele selbst der neuesten

fache und mehr wächst, das nötige Drehmoment zu erzeugen, muß der Motor in andrer Weise mit den Hinterrädern gekuppelt sein als bei glatter Fahrt, bei der die höchste Geschwindigkeit erreicht werden soll. Keine der vielen Lösungen, das Uebersetzungsverhältnis vom Motor zur Treibachse nach Bedarf wechseln zu können, hat auch nur annähernd in gleicher Weise befriedigt wie das Zwischenschalten von verschiedenen Zahnradvorgelegen. Das hierbei übliche Verfahren, das sich bei Verwendung geeigneten Materials als durchaus brauchbar gezeigt hat: die Zahnräder während des Ganges der Maschine ineinander zu verschieben, erscheint wohl jedem Maschinenbauer auf den ersten Anblick als eine unerhörte Vergewaltigung der Mechanismen.

Fig. 35. Steuergestänge.

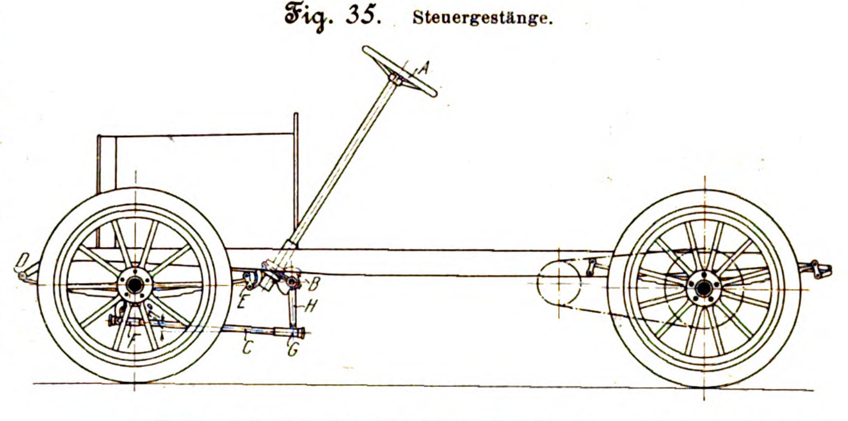


Fig. 34. Steuersäule.

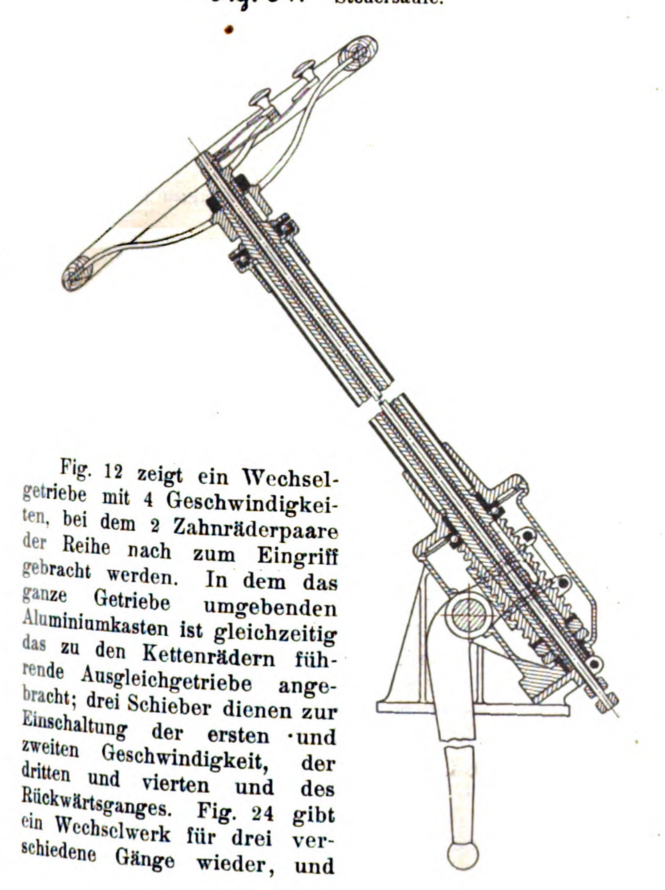
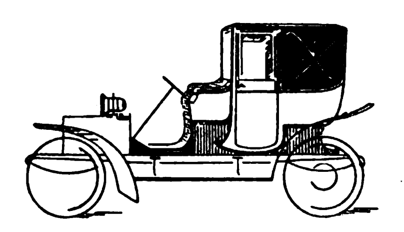


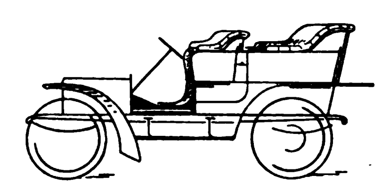
Fig. 12 zeigt ein Wechselgetriebe mit 4 Geschwindigkeiten, bei dem 2 Zahnräderpaare der Reihe nach zum Eingriff gebracht werden. In dem das ganze Getriebe umgebenden Aluminiumkasten ist gleichzeitig das zu den Kettenrädern führende Ausgleichgetriebe angebracht; drei Schieber dienen zur Einschaltung der ersten und zweiten Geschwindigkeit, der dritten und vierten und des Rückwärtsganges. Fig. 24 gibt ein Wechselwerk für drei verschiedene Gänge wieder, und

Fig. 36 bis 50.

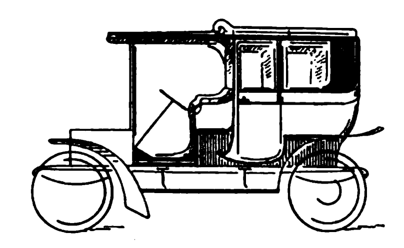
Zweisitziges Landaulet.



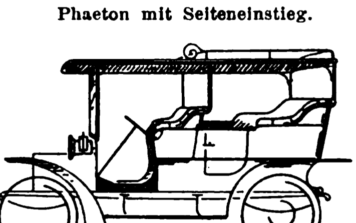
Phaeton mit Drehsitz.



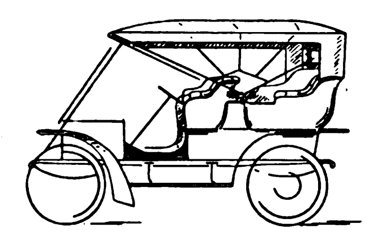
Limousine mit geschweifter Rückwand.



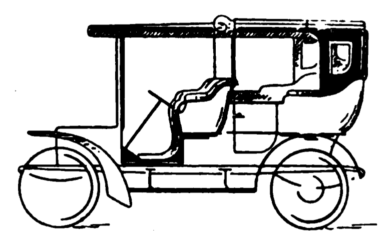
Phaeton mit Seiteneinstieg.



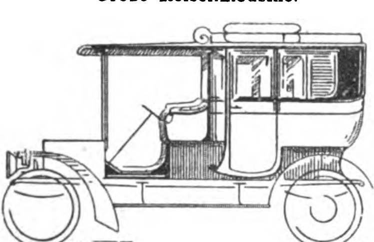
Tonneau, Form Roi des Belges.



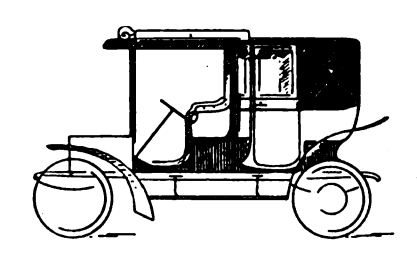
Halblimousine, hinten geschlossen.



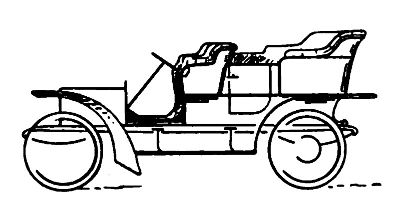
Große Reiselimousine.



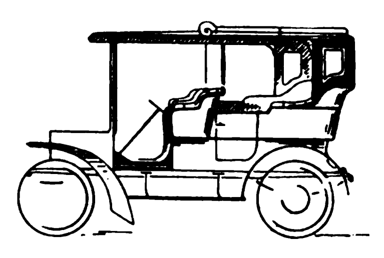
Landaulet mit Vorbau.



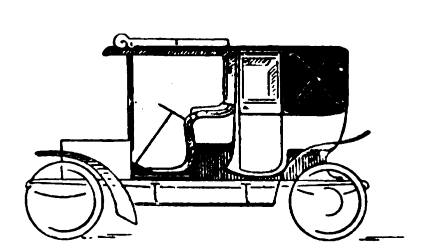
Phaeton in Tulpenform.



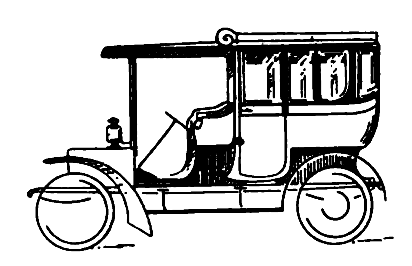
Halblimousine in Tulpenform.



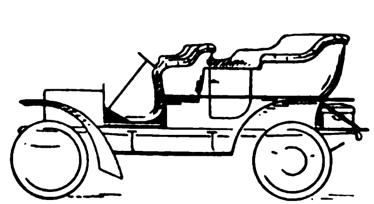
Kleines Landaulet mit Vorbau.



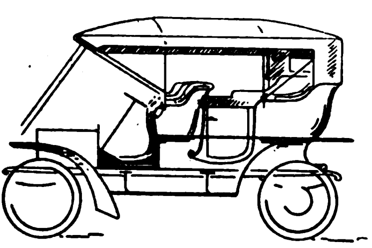
Große Limousine mit hinterer Glaswand.



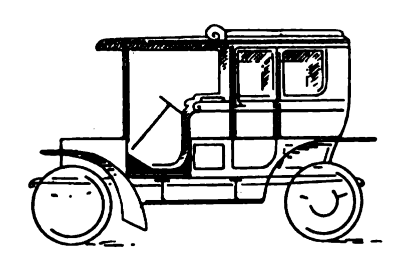
Phaeton mit rundem Fond.



Phaeton, Form Roi des Belges.



Kleine Limousine mit eckigen Wänden.



und modernsten Wagen wirft, wird man bemerken, daß dieser bei schneller Fahrt gewiß nicht zu vernachlässigende Umstand vollständig außer acht gelassen ist. Die Steuerstange liegt bei vielen Wagen wagerecht, bei manchen sogar mehr oder weniger nach vorn geneigt.

Zum Schluß seien in Fig. 36 bis 50 noch einige der bekannten Wagenformen vorgeführt.

Beim Entwerfen der Karosserie versagt die lediglich berechnende Maschinenbautechnik, und es gelingt nur dem mit Verständnis für schöne, harmonische Formen begabten kunstverständigen Konstrukteur, edle und eindrucksvolle Wagenformen zu schaffen.

Vielseitig und abwechslungsreich ist der Beruf des Automobilbauers: er ist Techniker, wenn er das Untergestell mit dem Motor und dem Räderwerk konstruiert; er ist Künstler, wenn er den Wagenkasten in feingeschwungenen Linien schafft und mit vornehm ruhigen Farben versieht; und er ist Sportsmann, wenn er mit des Frühlings erstem Sonnenschein auf die Landstraße eilt, hoffend auf neue Siege und frohe Zukunft.



Neuere Textilmaschinen mit Berücksichtigung der jüngsten Ausstellungen.

Von G. Rohn.

(Fortsetzung von S. 1178)

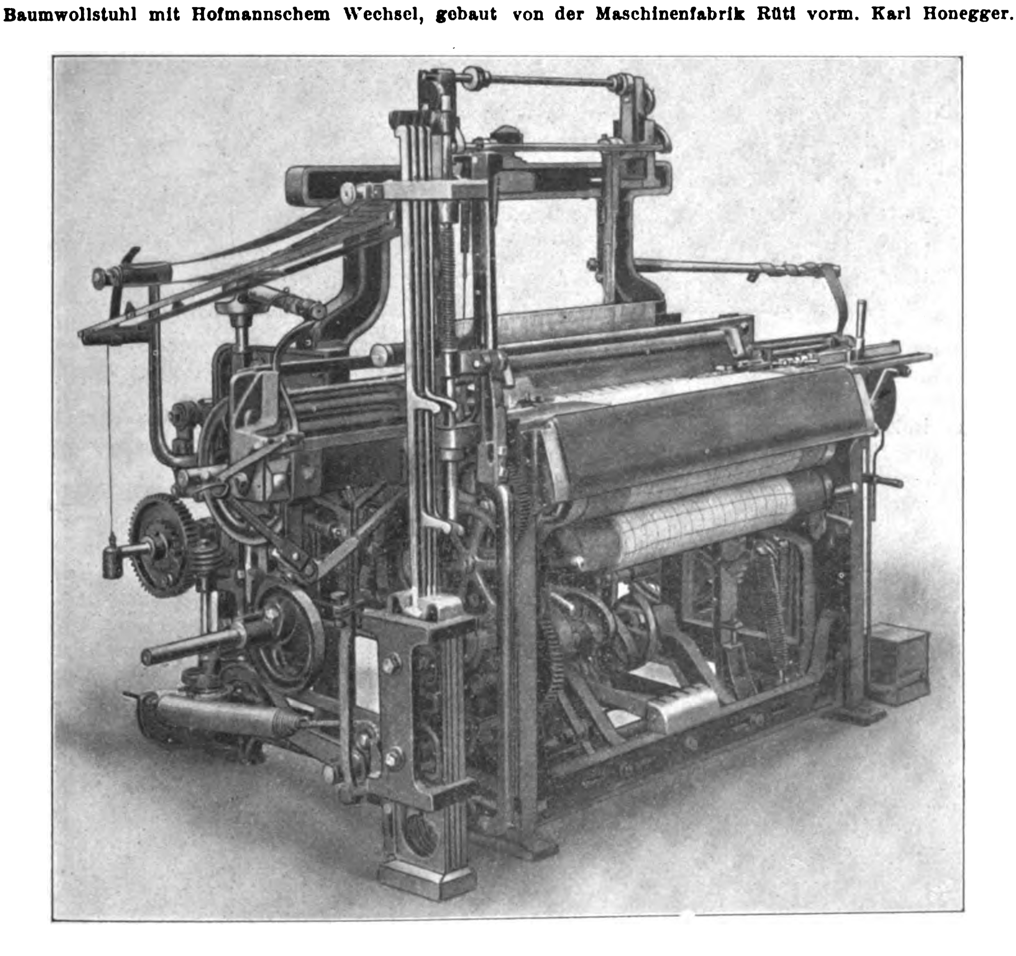
Wechselstühle.

Die auf den Ausstellungen vorgeführten schmalen Webstühle mit Schützenwechsel waren bei einseitiger Anordnung fast ausschließlich nach dem Schweizer System gebaut. Wie schon früher beschrieben[1]), kennzeichnet sich dieses durch die auf der Wechselseite des Webstuhles zur Seite des Brustbaumes angeordnete Bewegungseinrichtung für den Stützhebel der Schützenkastenreihe. Durch senkrecht stehende Platinen, die oben durch eine Musterkarte gesteuert werden, und ein von der unten angebrachten Hubvorrichtung gesteuertes Messer wird die Bewegung erzeugt, welche der gewünschten Stellung der Schützenkastenreihe entspricht. Für jede Kastenstellung ist eine senkrechte Platine vorhanden, die leicht mit der Hand bewegt werden kann. Ich bemerke hier, daß sich die Bewegung des Stützhebels für die Schützenkastenreihe durch den Wechselmechanismus als eine fortlaufende Summierung von verschiedenen Einzelbewegungen darstellt, so daß also gewissermaßen jeder Additionsmechanismus bei Schützenwechseln Anwendung finden kann. Die Summierung muß natürlich auch im entgegengesetzten oder negativen Sinne stattfinden, und es werden demnach auch die von den Platinen einzeln bewirkten Bewegungen gegeneinander aufgehoben. Dies trifft zu bei Schützenwechseln, wo nicht nach jedem Schuß die Schützenkastenreihe in die Anfangsstellung zurückgeht, was bei dem Schweizer Wechsel der Fall ist.

Die Maschinenfabrik Rüti hatte in Mailand an dem in Fig. 142 abgebildeten Webstuhl einen solchen vierfachen einseitigen Schützenwechsel nach dem Hofmannschen Patent[1]) ausgestellt, bei welchem die beiden Exzenter, deren Drehung nach rechts oder links addiert wird[2]), durch Triebstockzahnstangen in entsprechende halbe Umdrehungen versetzt werden. Dieser Schweizer Schützenwechsel, der rechts- oder linksseitig am Webstuhl angebracht wird, gewährt eine gewisse Bequemlichkeit bei der Bedienung des Webstuhles und wird deshalb auch von andern Webstuhlbauern angewendet. Die Maschinenfabrik Rüti zeigte in Mailand noch die ältere Ausführung eines solchen Schützenwechsels, bei welcher die Hubexzenter durch Kettenzüge gedreht werden[3]). Fig. 143 zeigt einen derartigen Seidenwebstuhl mit sechsfachem rechtsseitigem Schützenwechsel, dessen Mechanismus in der neuesten Ausführung in Fig. 144 dargestellt ist. Die durch Doppelhaken beweglich an die Gleitstücke G angeschlossenen Platinen P werden vom Messer M unter dem oberen Haken erfaßt und dabei die an den Gleitstücken G einerseits und an Rollen der Hubexzenter E bezw. E_1 anderseits befestigten Gelenkketten k von den Exzenterrollen abgezogen, die durch Federn f zurückgezogen werden. Fig. 145 zeigt die zur Einstellung der einzelnen Schützenkasten erforderlichen Blechmusterkarten, wonach jeder Stellung nur ein Loch entspricht. Dies bezieht sich auf einen vierfachen

Fig. 142.

Baumwollstuhl mit Hofmannschem Wechsel, gebaut von der Maschinenfabrik Rüti vorm. Karl Honegger.



[1]) Z. 1891 S. 215 und 218, 1897 S. 823, sämtlich m. Abb.

[1]) D. R. P. Nr. 161695, erteilt an Friedr. Hofmann in Turin.

[2]) Vergl. Z. 1897 S. 823 Fig. 46, nur daß hier die Exzenter nicht neben-, sondern übereinander liegen.

[3]) D. R. P. Nr. 68647, wie aus Z. 1897 S. 822 Fig. 45 links ersichtlich ist.



Wechsel. Bei sechsfachem Wechsel ist das eine Exzenter E nach Fig. 146 als ineinander gestecktes Doppelexzenter ausgeführt, wobei das innere Exzenter von einer mittleren Zugkette mit Hülfe von Zahnrädern gesteuert wird.

Fig. 147 zeigt einen Webstuhl von W. H. Hacking & Co. in Bury mit Oberschlag und rechtsseitigem vierfachem Schweizer Schützenwechsel der zuletzt beschriebenen Einrichtung, wie er auf der Mailänder Ausstellung vorgeführt wurde. Wie diese englische Firma hat auch die italienische Webstuhlfirma G. Hensemberger solche Wechsel ausgeführt, jedoch mit eigenem Mechanismus. Fig. 148 zeigt einen Webstuhl mit Viganos Einstellung der Schützenkastenreihe von den senkrechten Platinen aus durch Hebel, deren Schwingungen in gleicher Weise wie die Drehungen der Exzenter zusammengesetzt werden. Fig. 149 zeigt den ebenfalls von Hensemberger gebauten Wechselmechanismus von Crivelli, der bei Webstühlen mit 1,6 m Blattbreite noch eine Schußzahl bis zu 140 i. d. Min. zulassen soll. Die Platinen haben am unteren Ende stufenartige Ansätze, die unter Bolzen am Stützhebel der Schützenkastenreihen fassen und den Hebel gemäß der verschiedenen wirksamen Hubhöhe einstellen. Auch die zweite italienische Webstuhlfirma: Fontana Messa & Co. in Mailand, bringt an ihrem Webstuhl einen Schweizer Wechsel an, wobei, wie Fig. 150 zeigt, die beiden Exzenter von Zahnstangen, die an die Platine angeschlossen sind, in Drehung versetzt werden.

Auch der französische Webstuhlbau hat den Schweizer Schützenwechsel angenommen, wie aus einem in Mailand ausgestellten Webstuhl der Ateliers Diederichs in Bourgoin, Fig. 151, hervorgeht. Hier ist der ganze Mechanismus der Exzenterbewegung in einem Kasten eingeschlossen.

Für einseitige Wechsel mit geringer Wechselzahl, z. B. für zweifachen Wechsel, führen Hacking & Co. in Bury einen Bewegungs-

Fig. 143.

Seidenwebstuhl mit sechsfachem Schützenwechsel der Maschinenfabrik Rüti vorm. Karl Honegger.

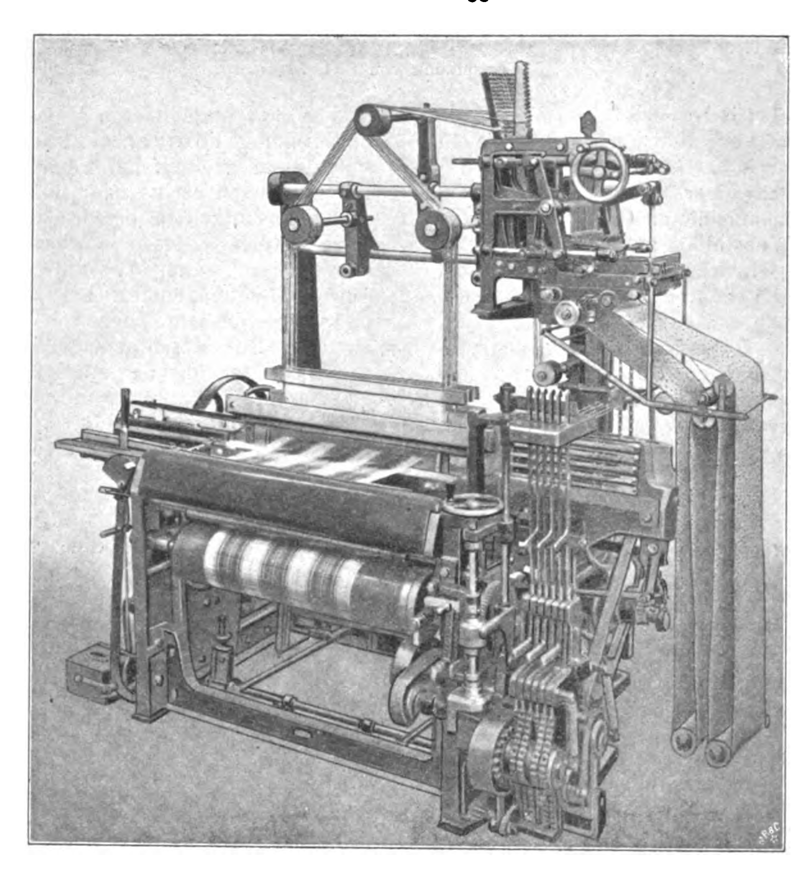


Fig. 144.

Schützenwechsel zum Webstuhl Fig. 143.

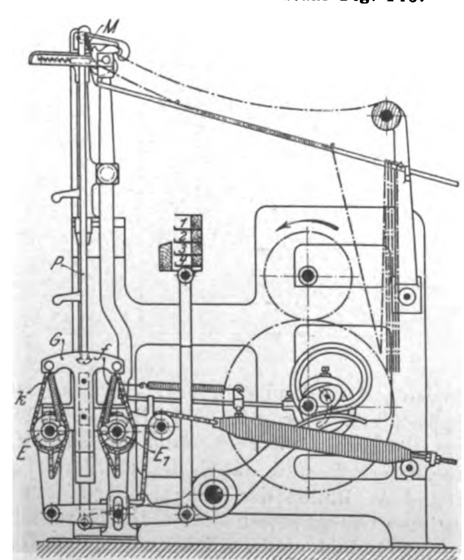


Fig. 145.

Blechmusterkarten.

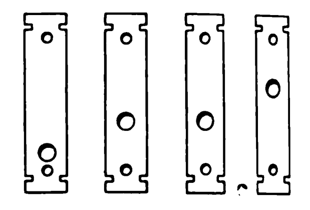


Fig. 146.

Mechanismus für sechsfachen Schützenwechsel.

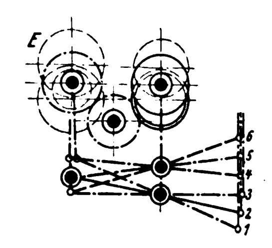


Fig. 147.

Schweizer Schützenwechsel an einem Webstuhl von W. H. Hacking & Co.

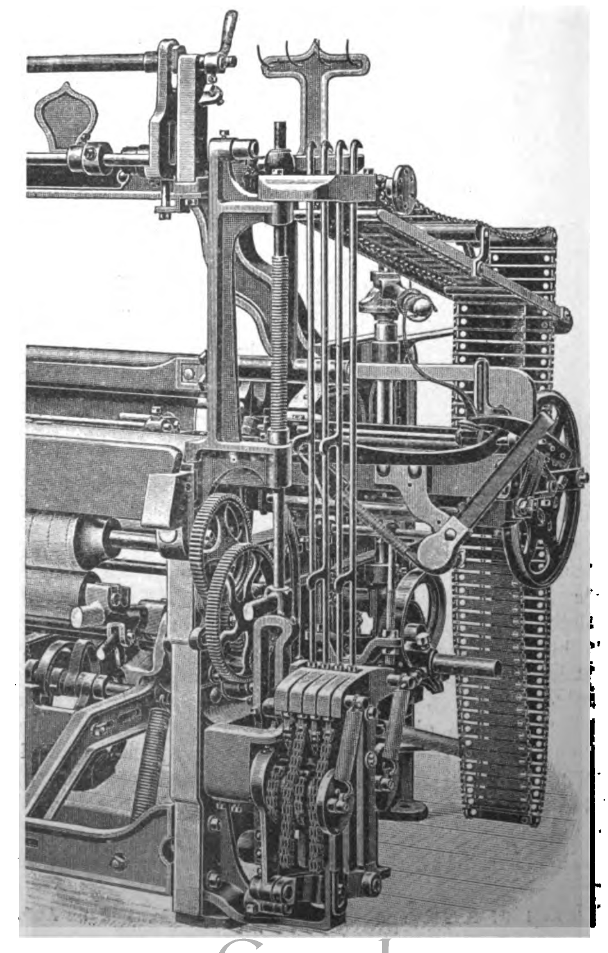
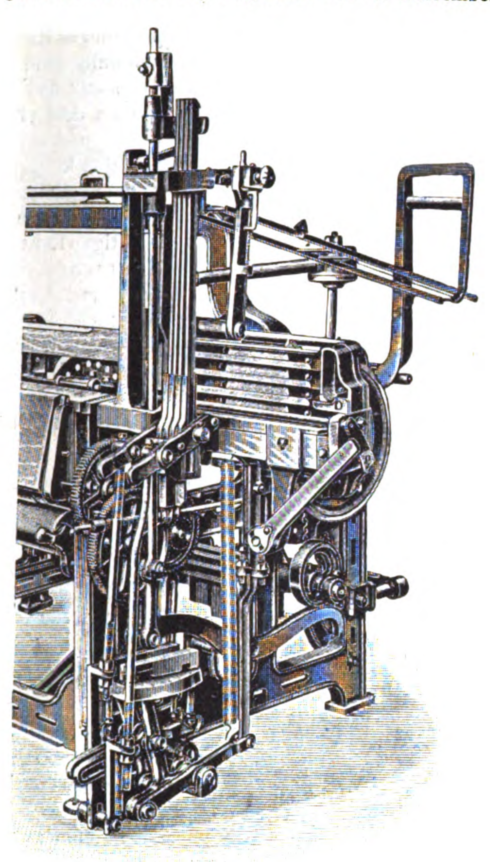


Fig. 148.

Viganos Schützenwechsel, ausgeführt von G. Hensemberger.



mechanismus mittels eines Exzenters aus, das durch Zahnstangen eine halbe Drehung nach rechts und links erhält. Fig. 152 zeigt einen solchen in Mailand vorgeführten Webstuhl, bei dem der linksseitige Wechsel von einer rechtsseitigen Schaftmaschine gesteuert wird[1]).

[1]) Einen ähnlichen Hacking-Stuhl mit losem Blatt, »Terry-loom« genannt, beschreibt Textile Manuf. 1905 S. 196 m. Abb.

Fig. 149.

Webstuhl von G. Hensemberger mit Crivellis Schützenwechsel.

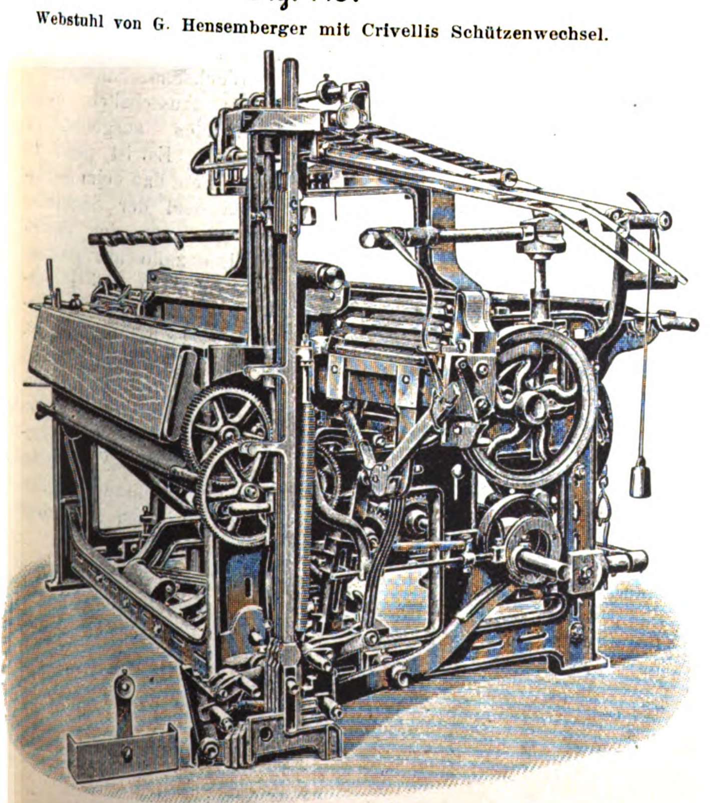


Fig. 150.

Schweizer Schützenwechsel von Fontana Messa & Co.

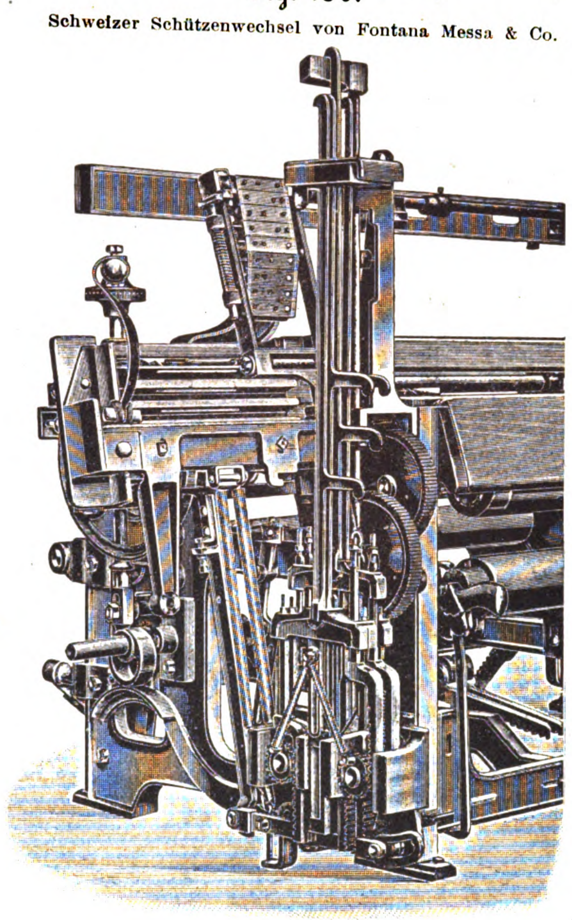
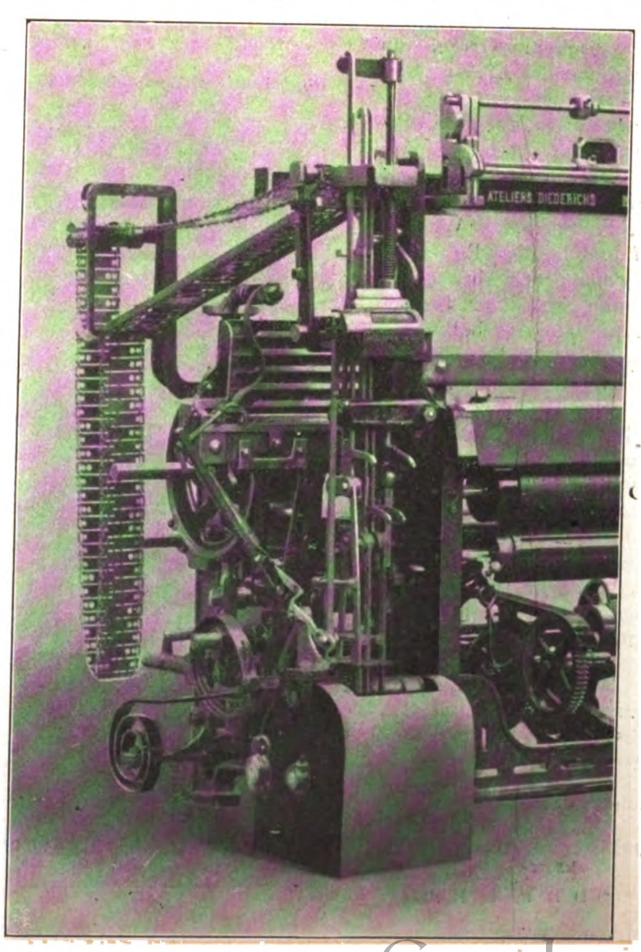


Fig. 151.

Sechsfacher Schweizer Schützenwechsel der Ateliers Diederichs.



Der Revolverladenwechsel wird vom französischen Webstuhlbau noch bevorzugt. So zeigte die Ausstellung in Tourcoing Webstühle von A. Nuits in Roubaix, bei denen die Revolverlade von einer Musterkartenkette aus gesteuert wird, die von dem Prisma der Webmusterkette mit in Gang gesetzt wird [1]). Bei doppelseitigen Revolverladen standen die Stützenkasten rechts und links bisher durch eine Welle in Verbindung, die durch Kegelräder betrieben wurde. Jetzt werden zum Drehen der Revolverkasten von dieser Verbindungswelle aus Kettenräder benutzt, und wenn man die Bewegung der Schützenkasten auf beiden Seiten des Stuhles unabhängig voneinander machen will, braucht man bloß die Ketten abzunehmen. Die Bewegungsübertragung durch Ketten gewährt dabei gegenüber den Zahnrädern eine gewisse Nachgiebigkeit der Verbindung. Eine ähnliche, in Tourcoing gezeigte Einrichtung von Leon Olivier in Roubaix beabsichtigt, die Anzahl der Karten in der Musterkette bei Mustern mit Kanten und großem Grund zu vermindern. Auch hier verweise ich auf die anderwärts [2]) gegebene Beschreibung.

Bei doppelseitigem Schützenwechsel gibt man die Schweizer Wechsel auf und benutzt Räder mit teilweise ausgebrochenen Zähnen zu einer Hubexzenter- oder Kurbelverdrehung, wie im Knowles-Getriebe [3]).

Der Benninger-Webstuhl [4]) zeigt einen ganz ähnlichen Wechselmechanismus [5]). Fig. 153 gibt die Hinteransicht eines solchen Webstuhles der Maschinenfabrik Rüti mit 4- bis 7 fachem Wechsel und beiderseits unabhängiger Hubvorrichtung für die Schützenkastenreihe. Die Schützenkastenreihen werden mittels doppelarmigen Hebels durch ebenfalls zwei Exzenter gehoben und gesenkt, die an dem einen Endpunkt und am mittleren Drehpunkt angreifen.

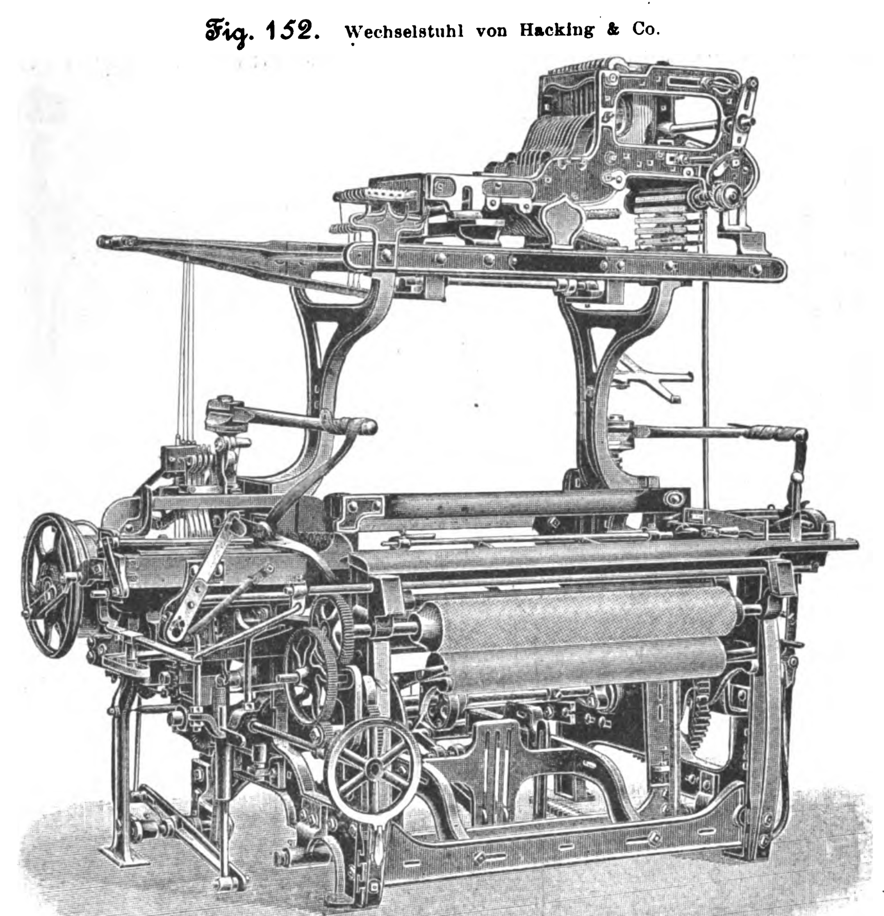


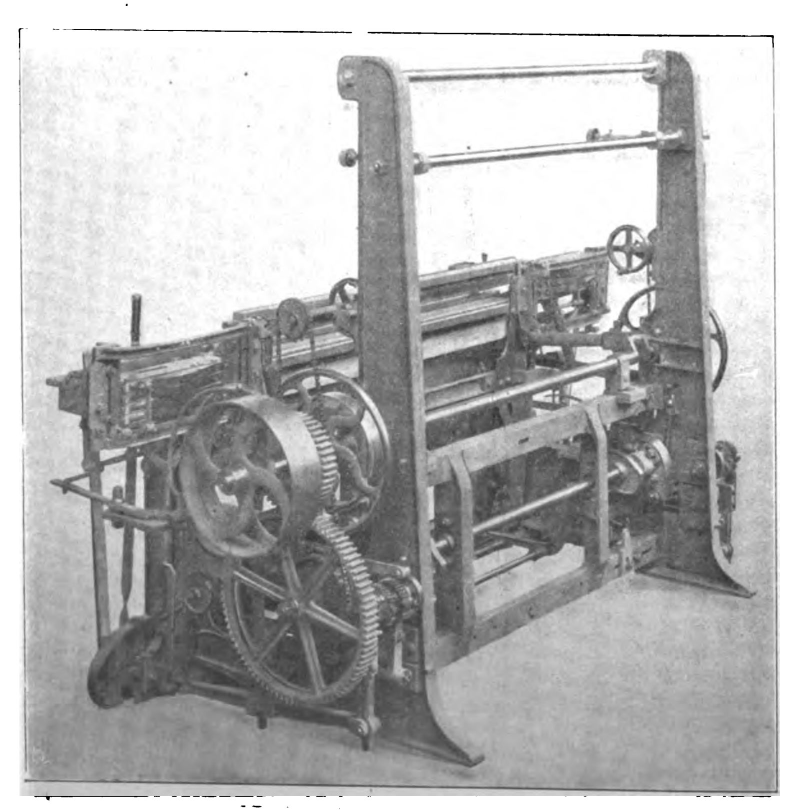
Fig. 152. Wechselstuhl von Hacking & Co.

Die Mailänder Ausstellung zeigte auch die tüchtigen Leistungen des deutschen Seidenwebstuhlbaues, namentlich bei Wechselstühlen. Die Sächsische Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann in Chemnitz hatte 7 Seidenwebstühle ausgestellt. Fig. 154 und 155 geben die Vorder- und Hinteransicht eines solchen Webstuhles mit vierfach einseitigem Schützenwechsel und mit 20 schäftiger Offenfach-Schaftmaschine. Der Wechsel wird von der Schaftmaschine aus gesteuert. Der Webstuhl ist mit elektrischem Einzelantrieb versehen.

Einen zweiten deutschen Seidenwebstuhl mit einseitigem Schützenwechsel durch Knowles-Getriebe [1]), der sich auch durch Auswechslung der Lade schnell und leicht zu einem einschützigen Webstuhl einrichten läßt, zeigt Fig. 156. Er war von Herm. Schroers, Krefeld, ebenfalls in Mailand ausgestellt. Die einfache Lade ist vor dem Webstuhl liegend veranschaulicht. Beim Auswechseln brauchen nur die beiden Schrauben an den Ladenstelzen und den Wechselmechanismus durch Ausschalten eines Zahnrades ausgelöst zu werden. Es ist noch zu bemerken, daß beim Schützenwechsel der Schützenschläger von der leeren Schützenzelle aus gesteuert wird, so daß gleichzeitiges Schlagen beiderseits ausgeschlossen ist. Die Uebertragung von einer Seite zur andern erfolgt durch drehbare Stahlwellen; Unregelmäßigkeiten, die bei der früheren Schnurverbindung möglich waren, können also nicht vorkommen.

Fig. 153.

Doppelseitiger Wechselstuhl der Maschinenfabrik Rüti vorm. Karl Honegger.



Ununterbrochen webende Stühle.

Bereits vor 11 Jahren habe ich in dieser Zeit-

[1]) Französisches Patent Nr. 354470, beschrieben in der Zeitschrift f. Textilind. Berlin 1906 S. 257.

[2]) L'industrie textile 1906 S. 300 m. Abb.

[3]) Z. 1894 S. 1250 und 1903 S. 1344, beide m. Abb.

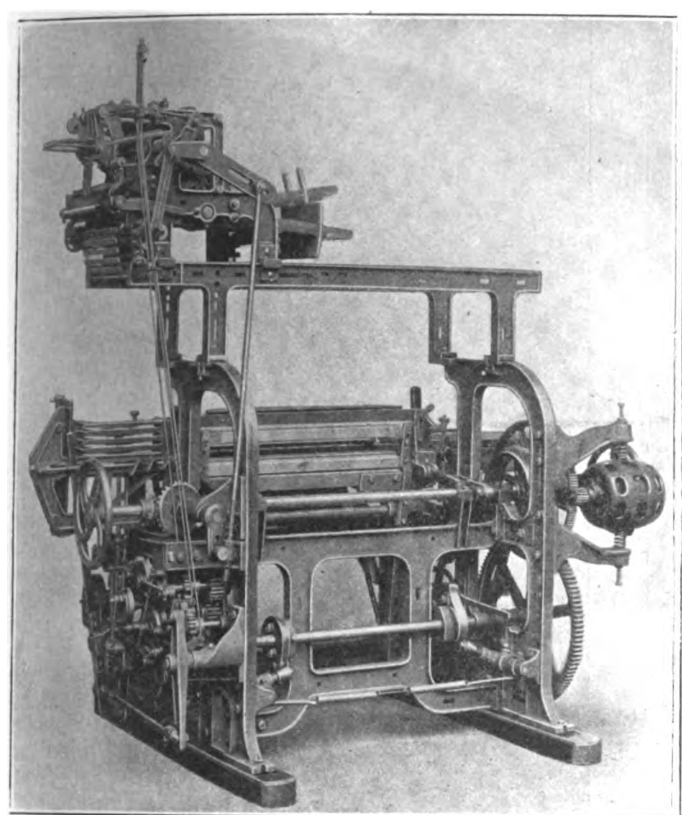
[4]) Z. 1897 S. 1086 m. Abb.

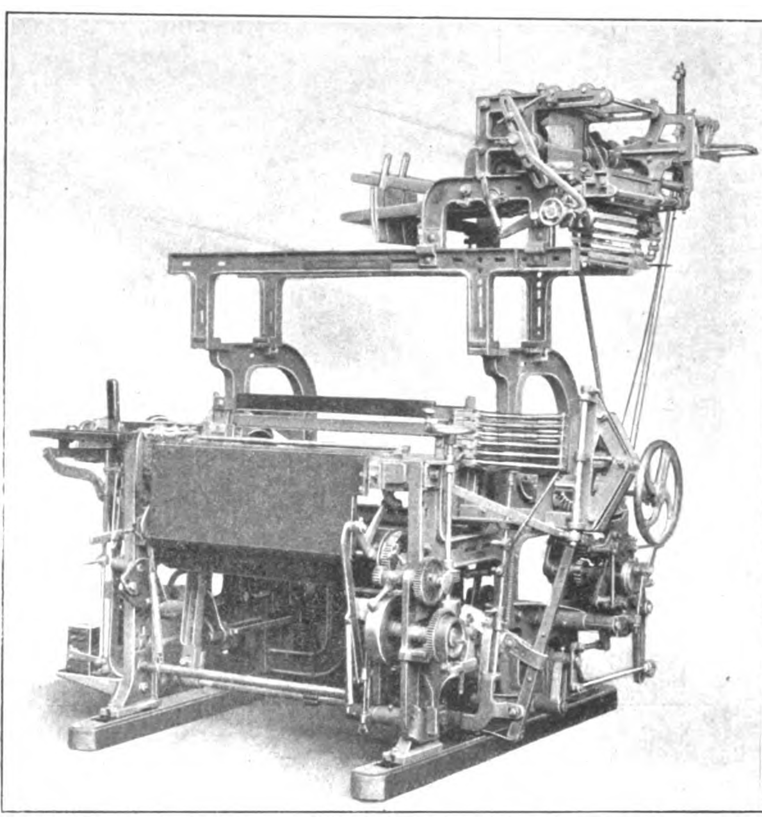
[5]) D. R. P. Nr. 169984.

[1]) D. R. G. M. Nr. 284439.

Fig. 154 und 155.

Seidenwebstuhl der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann.





schrift[1]) auf die Vorrichtungen zum selbsttätigen Einbringen neuer Schußspulen bei mechanischen Webstühlen aufmerksam gemacht und ferner 1903[2]) auf die unterdessen erfolgte Ausbildung dieser Webstuhlart hingewiesen und im besondern die Einrichtung des Northrop-Stuhles veranschaulicht. Diese Stuhlart, bei welcher, wenn der Kötzer im Schützen abgelaufen ist, die leer gewordene Spule aus dem Schützen gedrückt und eine neue Spule eingelegt wird, hat bisher die größte Verbreitung gefunden, die sie auch nach den Betriebsergebnissen verdient. Jetzt, wo die grundlegenden Northrop-Patente erloschen sind, können alle Webstuhlfabriken diese Bauart aufnehmen, und es sind auch schon einige darauf fußende Patente zu erwähnen[3]). Jedenfalls hat das Northrop-Patent Veranlassung

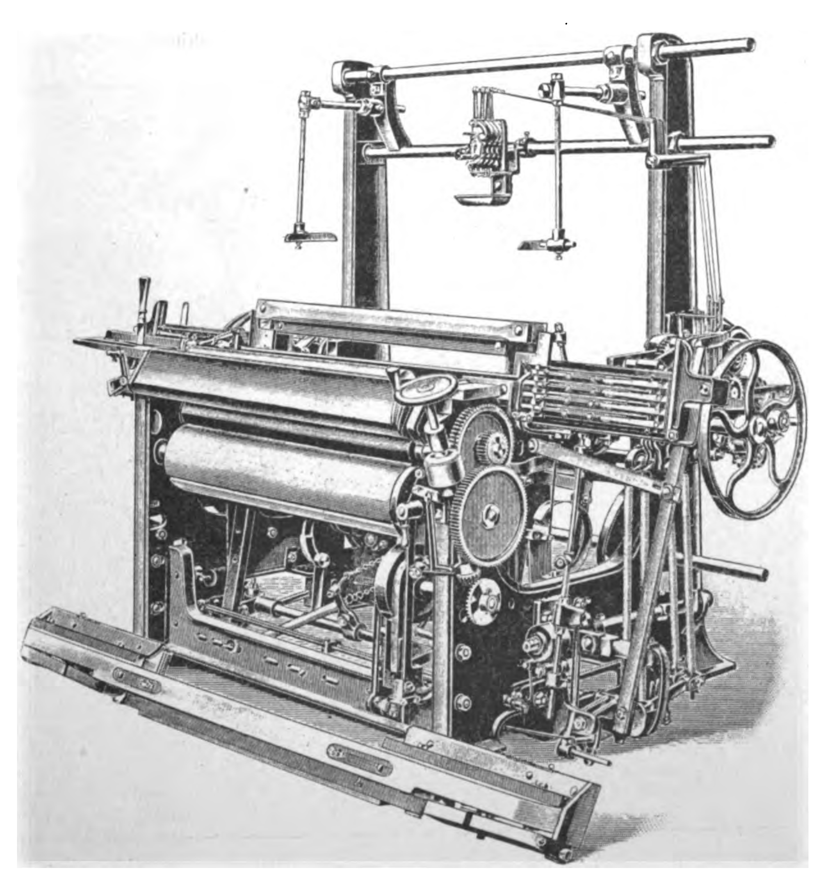
[1]) Z. 1896 S. 144 m. Abb.

[2]) Z. 1903 S. 1344 m. Abb.

[3]) D. R. P. Nr. 183268 (Birot), 182025 (Fischer), 171896 und 178682 (Gabler), 166661 und 166663 (Sächs. Webstuhlf. Schönherr), 165166 und 164103 (Spörri), 170924 und 158216 (Burnley-loom), 161061 (Duckworth), 149600 (Hämig), 139916 (Cosserat), 135819 (Baker) und 135112 (Moore).

Fig. 156.

Seidenwebstuhl mit einseitigem Schützenwechsel von Herm. Schroers.



gegeben, daß auch der Schützenauswechslung Aufmerksamkeit geschenkt wurde. In Reichenberg war ein derartiger Webstuhl der Tannwalder Maschinenfabrik zu sehen, Fig. 157. Auf der linken Seite vor der Lade befindet sich der Vorratbehälter für die Schützen, der im gegebenen Zeitpunkt gegen die Lade hin bewegt wird, so daß der Schütze aus seinem Kasten herausgedrückt und durch einen neuen ersetzt wird[1]). Diesem Schützenauswechselverfahren wird noch in neuester Zeit auch seitens deutscher Erfinder Bedeutung beigelegt, wie aus den bezüglichen Patenten[2]) ersichtlich ist.

[1]) Die Anordnung entspricht fast genau der von Hattersley zu gleichem Zweck gebauten; vergl. Z. 1903 S. 1345.

[2]) D. R. P. Nr. 163270, 174692 und 161189 (Hansen), 179013 (Kahn und Arnold), 178116 (Howarth), 177437 (Merl), 177162 (Wächtler), 174277 (Tiberghien), 170503 (Thalheim), 166509 und 166510 (Williamson), 164105 (Zwicky), 164098 (Schroers), 164101 (May), 162959 und 150199 (Thissell), 162941, 145342 und 178828 (Walker), 163026 und 140014 (Cosserat), 163099 (Tisch), 155217 (Burnley-loom), 152386 (Grey), 152098 (Hirst), 148100 (Lötzsch), 147349 (Baker), 146901 (Smith),

Fig. 157.

Webstuhl mit Schützenauswechslung der Tannwalder Maschinenfabrik.

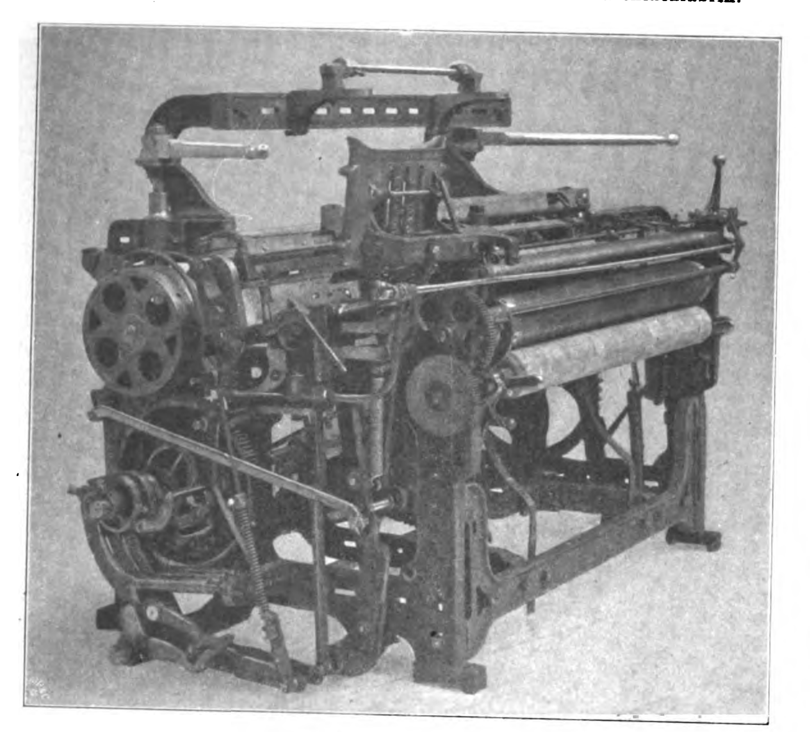
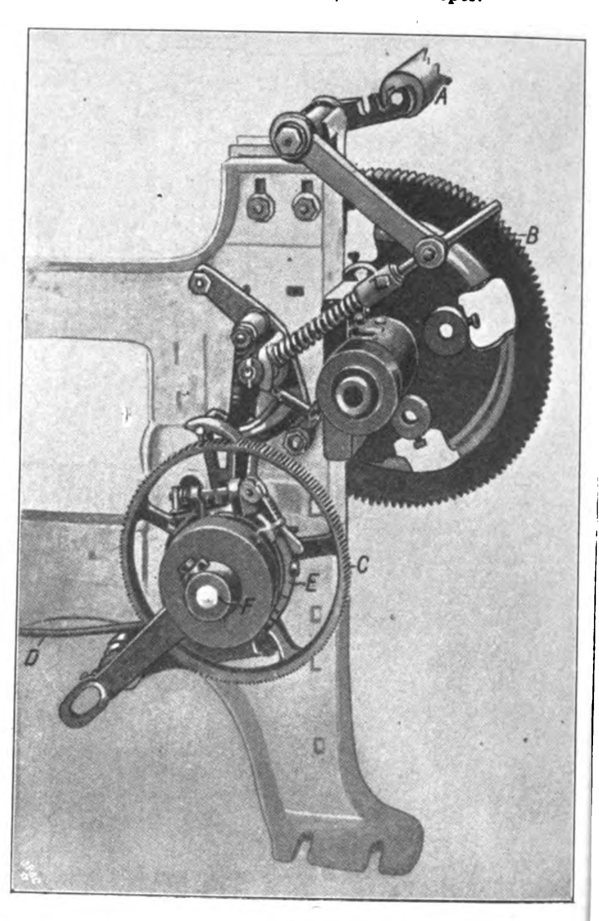


Fig. 160.

Kettenbaumbremse, Bauart Roper.



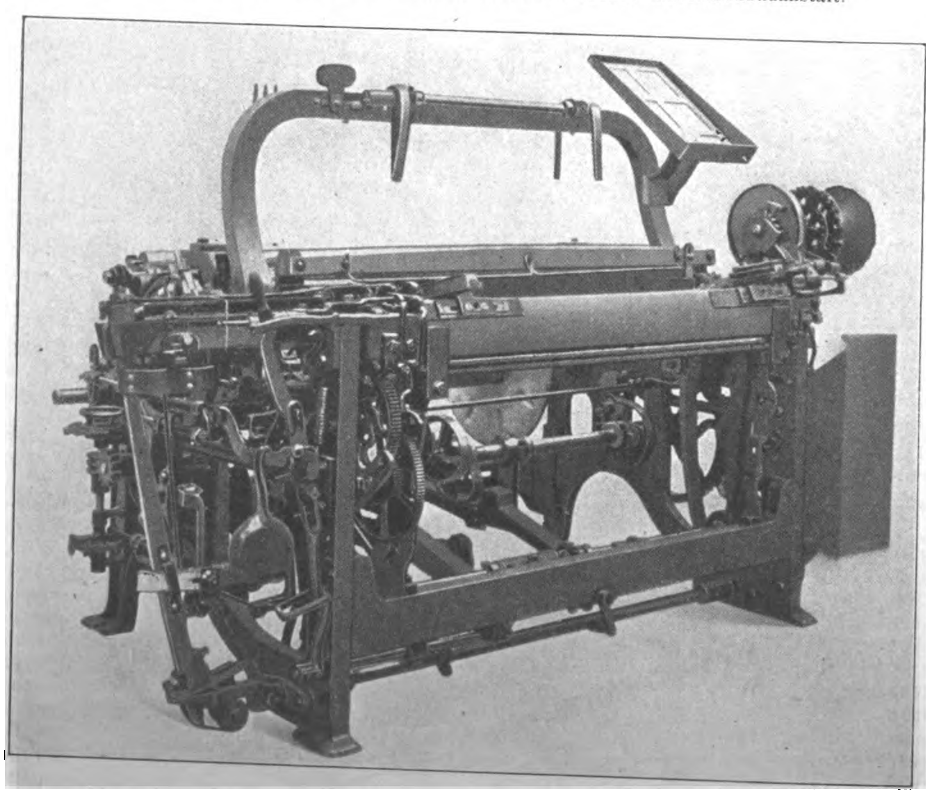
Jedenfalls kann es aber mit der Spulenauswechslung, also dem Northrop-Stuhl, nur schwer in Wettbewerb treten. Die Ausstellung in Reichenberg, Tourcoing und Mailand zeigten die Northrop-Stühle in vielfacher Ausführung. Sie werden nicht nur für einfache Gewebe mit 2 Schäften, sondern auch für mehrschäftige Bindungen benutzt, und zwar zum Teil in der amerikanischen Bauart, mehr aber nach eigenen, meist besseren Konstruktionen der Lizenznehmer.

So zeigt Fig. 158 einen von der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen i. E. ausgeführten Northrop-Stuhl amerikanischer Bauart[1]) und Fig. 159 einen Northrop-Stuhl mit Schaftmaschine der Maschinenfabrik Rüti. Die Spulenvorratbehälter werden jetzt meist in größerer Fassung ausgeführt, so daß 26 Spulen darin Platz haben.

Am Northrop-Stuhl sind dauernd Verbesserungen vorgenommen worden, nicht bloß von den Lizenznehmern, sondern auch von der amerikanischen Northrop-Gesellschaft[1]). Sie beziehen sich auf den bekannten eigenarti gen Schützen, auf Schußfühler und Vorrichtungen zum Ab schneiden des an Spulenvorratbehälter befestigten Fadenan fanges der einzule genden Spulen, de beim Auswechseln auf den Spulen ver bleibenden kleiner Fadenrestes und de am Geweberand her aushängenden Fa denenden[2]).

Fig. 158.

Northrop-Stuhl amerikanischer Bauart der Elsässischen Maschinenbauanstalt.



144694 (Blackburn), 142994 (Roß), 141338 (Hodgson), 141340 (Harling), 139211 u. 137693 (Staercke) und 135114 (Brun und Elsäss. Maschinenbaugesellschaft).

[1]) durch seine geschwungenen Formen gekennzeichnet.

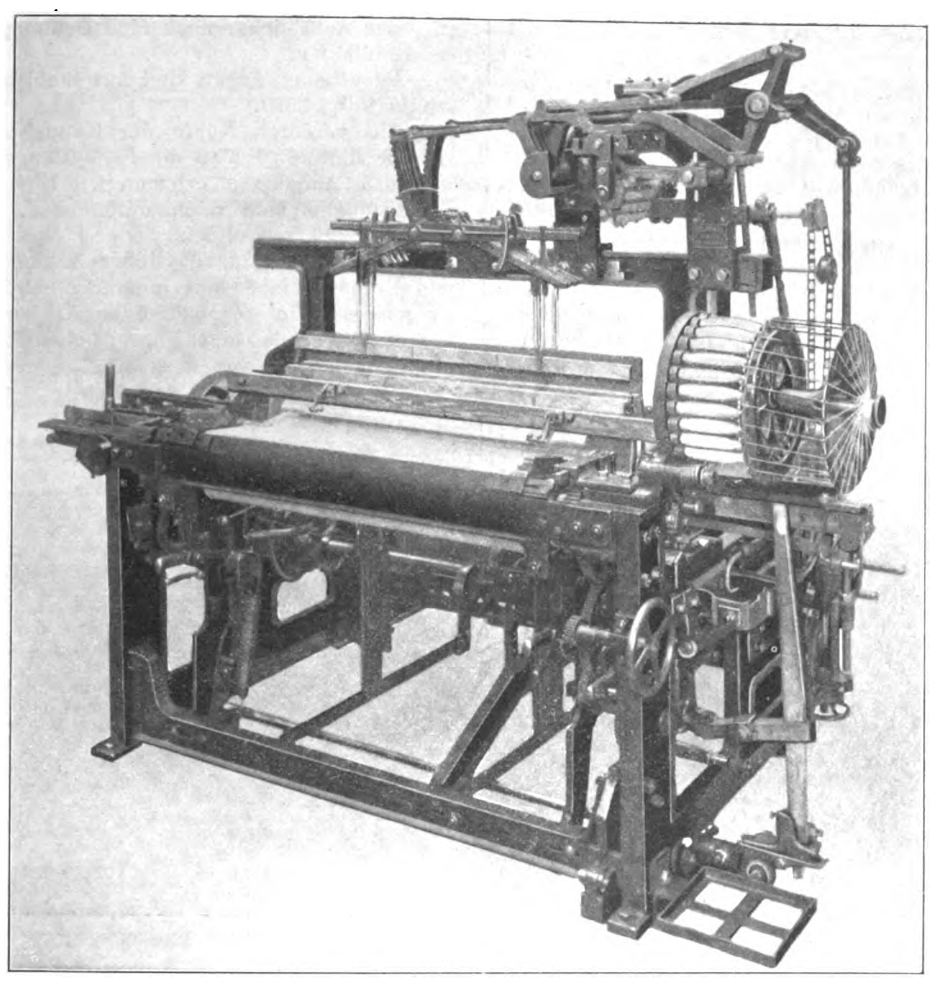
[1]) Elsässische Ma schinenbauges. D. R. P Nr. 141853, 143984 144424 u. 151674, Ma schinenfabrik Rüti 140818, Northrop-Loom Comp. 145562, 14789 und 165165, Gable 182932.

[2]) Die Einfädelvor richtung am Schütze und die Schußfühlerei richtung sind bei Northrop-Stuhl nicht ur wesentlich, da letzter den Wechselvorgang ei zuleiten und erstere de neuen Faden einzuführe hat; es sei hierzu au D. R. P. Nr. 183275 (Nu tall), 133274 (Abegg 153415 (Mächtlin, Mü haus.) und 155218 (Wi dermuth, Rüti), sowi

Es ist noch auf die neue Kettenbaumbremse, Bauart Roper, am Northrop-Stuhl hinzuweisen, welche die Kettenspannung selbsttätig regelt. Die Spannung bleibt unverändert, welches auch der Durchmesser des Kettenbaumes sein mag. Die Abwindung der Kette vom Garnbaume hängt von dem Druck ab, den die Kettenfäden auf den Streichbaum ausüben. Der in dem mit 3 Einkerbungen versehenen verstellbaren Träger gelagerte Streichbaum *A*, Fig. 160, ist durch einen Hebel, der auf einer Feder ruht, mit dem Schaltrade *C* verbunden. Die um den Zapfen *F* schwingende und in das Schaltrad *C* eingreifende Klinke erhält ihre Bewegung von der Stange *D*, welche am Ladenfuß kulissenartig gelagert ist. Auf diese Weise wird der Hub der genannten Klinke durch den Streichbaum geregelt. Die Bewegung des mit einem Bremsring *E* versehenen Schaltrades *C* wird durch ein Zahnradvorgelege auf das Rad *B* übertragen. Der Kettenbaum trägt an seinem äußersten Ende eine Mitnehmermuffe, die durch 2 Stifte mit dem Rade *B* fest verbunden ist. Die Einrichtung ist also gegen die früheren wesentlich vervollkommnet.

Fig. 159.

Northrop-Stuhl mit Schaftmaschine der Maschinenfabrik Rüti vorm. Karl Honegger.



Bei den Northrop-Stühlen ist darauf aufmerksam zu machen, daß die günstigsten Ergebnisse erzielt werden, wenn die Weberei in Verbindung mit einer Spinnerei angelegt wird; die letztere kann dann die Schußgarne auf die besondern in die Schützen einzulegenden Northrop-Spulen spinnen. In Amerika sind auch die Webereien mit Northrop-Stühlen fast ausnahmslos mit Spinnereien verbunden. Sonst müssen die Webereien das Garn auf kurze oder durchgehende Papierhülsen spinnen lassen, die erst auf die im Schützen unterzubringenden Spindeln zu stecken sind. Die dadurch bedingte Mehrarbeit vermindert die Zahl Stühle, die ein Arbeiter zu überwachen vermag, wenn für diese Arbeit keine Hülfskräfte zur Verfügung stehen. Ein Arbeiter kann dann höchstens 12 Stühle bedienen, mit gleichem Müheaufwand bei Northrop-Spulen dagegen 16 Stühle. Vermöge der beschriebenen Kettenbaumbremse und der Kettenfadenwächter ist die Arbeit des Northrop-Stuhles vollkommener geworden, ebenso infolge der Abschneidevorrichtung für die Schußfäden; damit ist die Einführung dieses Stuhles etwas erleichtert, und ich bin der Ansicht, daß diese ununterbrochen arbeitenden Webstühle, wenn sich erst die deutschen Konstrukteure ihrer ordentlich annehmen werden, auch für andre als einfache Gewebe Anwendung finden werden.

(Forts. folgt.)

136668 und 139260 (Schniewind), 153775 (Walker), 152649 (Couper) verwiesen.

Die Eisenbahnbetriebsmittel auf der Ausstellung in Mailand 1906.

Von **Metzeltin**, Regierungsbaumeister a. D.

(Fortsetzung von S. 873)

(hierzu Tafel 13)

12) $^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Schnellzug-Verbund-lokomotive Nr. 3103 der Französischen Ostbahn, gebaut in den Bahnwerkstätten zu Epernay; Fig. 64 bis 71 und Tafel 13.

Gleich den andern französischen Bahnen hat auch die Französische Ostbahn sich veranlaßt gesehen, von den $^2/_4$- zu den $^3/_5$-gekuppelten Schnellzuglokomotiven überzugehen, und zwar hat sie den für die $^2/_4$-gekuppelte Lokomotive üblichen Treibraddurchmesser von 2090 mm auch bei der neuen Form beibehalten.

Fig. 64 und 65 und Tafel 13 geben die Gesamtanordnung der Lokomotive.

Der Kessel weicht von den üblichen Ausführungen nur unwesentlich ab. Die Vorderwand der Feuerbüchse liegt hinter der mittleren Treibachse, so daß eine tiefe Feuerbüchse erzielt werden konnte. Die Länge des Rostes ist auf 3155 mm gebracht; die Neigung beträgt, abgesehen von dem hintersten, nur schwach geneigten Stück, 1 : 3,5, der Rost wird sich also noch ohne allzu große Anstrengung sachgemäß beschicken lassen. Er besteht aus 4 Gruppen gußeiserner Roststäbe bei 10 mm Luftraum. Vorn befindet sich ein Kipprost mit querliegenden Stäben. Die Hinterwand des Feuerkistenmantels ist in ihrem oberen Teil senkrecht, im unteren Teil schräg geneigt. Dabei lassen sich die Armaturen, die ja meist im oberen Teil der Feuerkiste liegen, bequem unterbringen, während gleichzeitig der Vorteil einer schrägen Rückwand, d. i. eine entsprechende Gewichtersparnis, erzielt ist.

Der flache Oberteil der Rückwand ist durch 2 kräftige Blechanker, die durch Biegen und Zusammensetzen von 2 Blechen zu erhalten sind, und 4 bis in den mittleren Kesselschuß reichende Längsanker versteift.

Die innere und die äußere Feuerkiste sind durch Stehbolzen verbunden, die mit Ausnahme der beiden obersten Reihen 24 mm Dmr. haben. Die Stehbolzen in den beiden obersten Reihen sind 26 mm stark. Die sechs obersten Reihen der Rückwand und die sieben obersten Reihen an den Seitenwänden bestehen aus Manganbronze, alle übrigen aus Kupfer. Alle Stehbolzen sind mit einer durchgehenden Bohrung von 6 mm Dmr. versehen. Vorn liegt ein Kipprost mit quergerichteten Roststäben.

In der Rauchkammer ist nach amerikanischem Vorbild ein Ablenkblech eingebaut, das den Zug gleichmäßig über alle Rohre verteilen soll. Der Schornstein ist bei der hohen Kessellage von 2690 mm nach innen verlängert. Zur Vergehen. Jedes Röhrchen ist mit einem kleinen Hahn versehen, damit während des Stillstandes der Lokomotive die Schmierung abgestellt werden kann. Außerdem befindet sich an jeder Achsbüchse noch eine Oeffnung zur Notschmierung bei Heißlaufen.

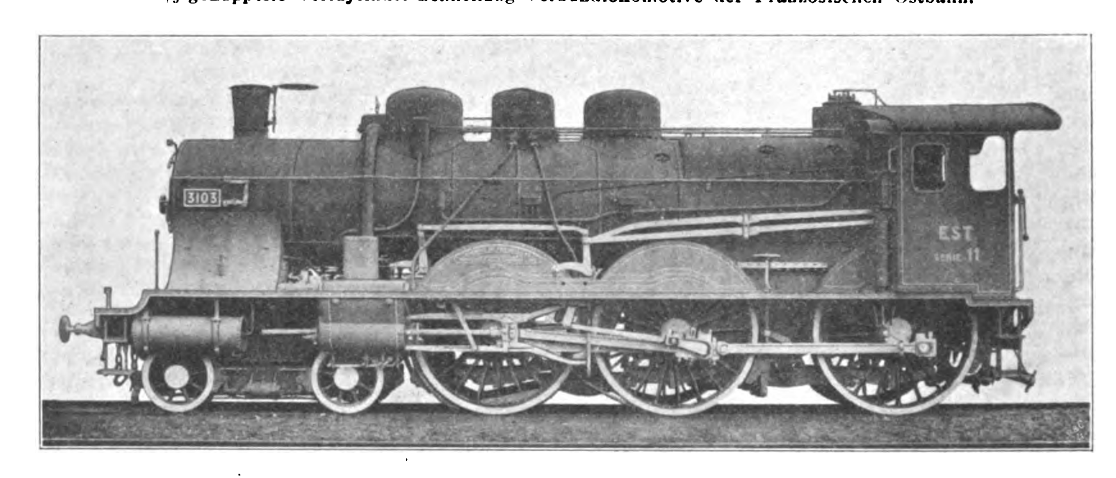
Alle Pleuelstangen sind aus Stahl mit I-förmigem Querschnitt ausgeführt.

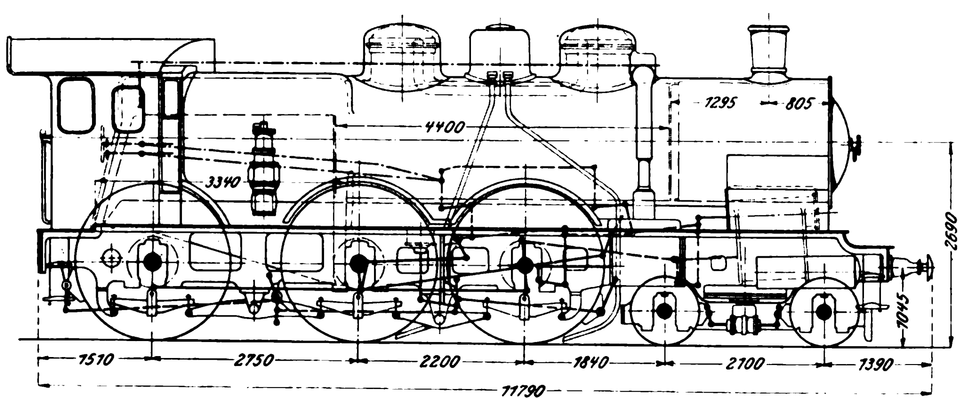
Die vorderen Köpfe der Kuppelstangen haben ebenso wie die hinteren Enden der Pleuelstangen Schnallen erhalten, was das Abnehmen erleichtert. Die hinteren Enden der Pleuelstangen sind nach unten offen. Für die Kolben ist Stahlformguß verwendet.

Außen- und Innenzylinder haben Heusinger-Steuerung und Kolbenschieber mit innerer Einströmung. Beide Steuerungen sind in der bekannten Art und Weise miteinander verbunden, so daß dem Führer beliebige Füllungsverhältnisse gestattet sind.

Fig. 64 und 65.

$^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Schnellzug-Verbundlokomotive der Französischen Ostbahn.





meidung toter Räume in der Rauchkammer ist in der Höhe des Schornsteinfußes ein falscher Boden eingezogen.

Um bei nur 495 mm lichtem Raum über der Feuerkistendecke eine Vergrößerung des Dampfraumes zu erzielen, sind zwei Dampfdome von 835 mm Dmr. und 735 mm Höhe vorgesehen.

Der Regulator ist ein einfacher Rotguß-Flachschieber, der eine dreieckige Oeffnung freigibt.

Um die Niederdruckzylinder mit 590 mm Dmr. innerhalb der Plattenrahmen unterbringen zu können, hat man die letzteren aus zwei 27 mm dicken Blechen zusammengesetzt, und zwar derart, daß die vorderen Teile auf die hinteren außen aufgenietet sind; dadurch ist vorn eine lichte Rahmenbreite von 1300 mm erzielt. Die Rahmenversteifungen sind vorn zwischen den beiden Hochdruckzylindern als Stahlformgußkasten, hinten aus Blechen ausgeführt.

Die Achslager und Achsbüchs-Gleitbacken werden von oben aus geschmiert. Am Langkessel und im Führerstand sind kleine Oelgefäße vorhanden, von denen je 3 Röhrchen zu den Achslagern und zu den beiden Achslagerführungen

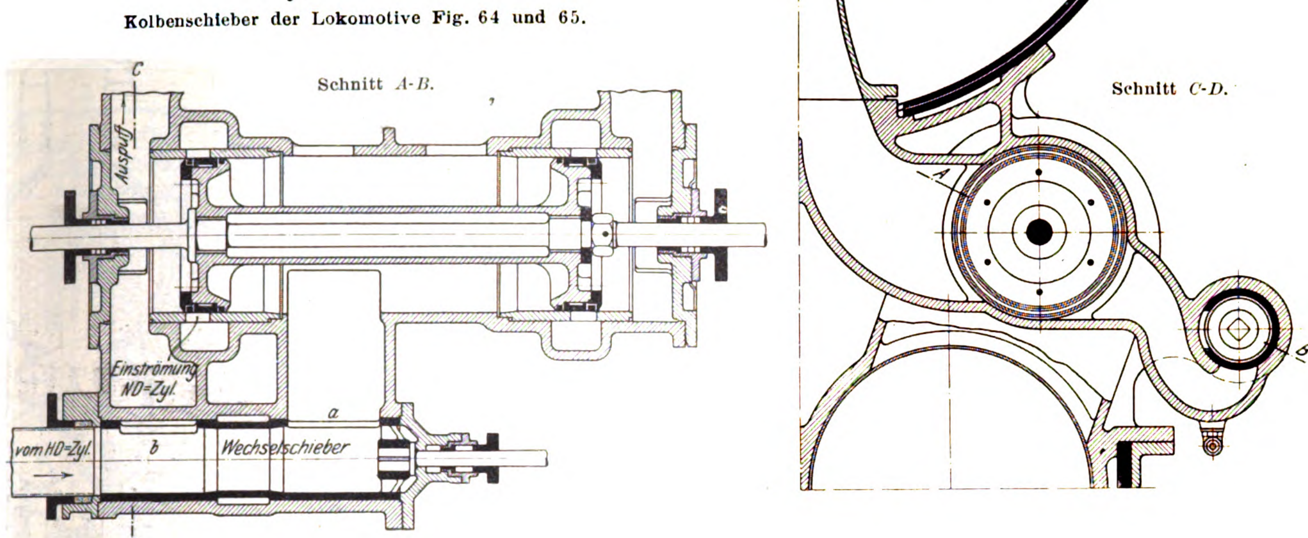
Hoch- und Niederdruckzylinder haben Kolbenschieber von 250 bezw. 350 mm Dmr. Die Bauart dieser Schieber geht aus Fig. 66 und 67 hervor. Sie bestehen aus einem hohlen zylindrischen Körper, der an den beiden Enden kolbenartig ausgebildet ist. Jeder dieser Kolben trägt 2 federnde gußeiserne Ringe, die einerseits durch den Kolbenkörper bezw. die Deckplatte, anderseits durch einen Rotgußring gehalten werden, jedoch so, daß sie sich leicht bewegen können. Die äußere Deckplatte drückt nur auf den Rotgußring, den sie fest in seiner Lage hält. Dieser ist um einige zehntel Millimeter kleiner gedreht, als dem Durchmesser des Schiebergehäuses entspricht. Der gußeiserne Schieberkörper ist auf der Schieberstange nur leicht befestigt, so daß er mittels des Rotgußringes in den Schieberfuttern läuft. Stange und Stopfbüchse werden daher durch das Gewicht des Schiebers nicht beansprucht.

Die Anfahrvorrichtung besteht in einem langen Drehschieber und sitzt seitlich etwas unterhalb der Niederdruck-Schieberkasten. Fig. 66 und 67 zeigen diesen Schieber in der Fahrstellung; bei Drehung um etwa 30° wird die



Fig. 66 und 67.

Kolbenschieber der Lokomotive Fig. 64 und 65.

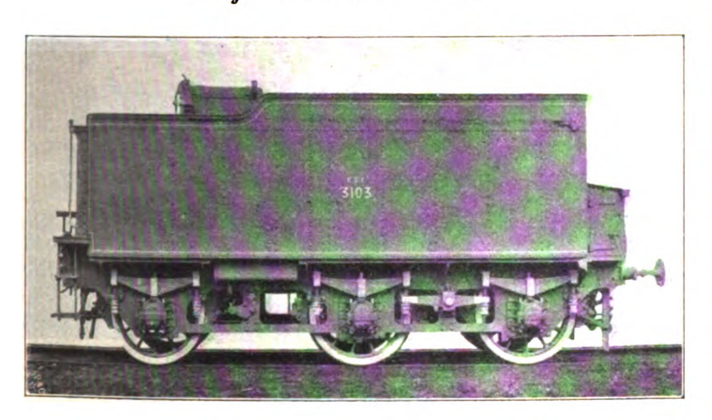


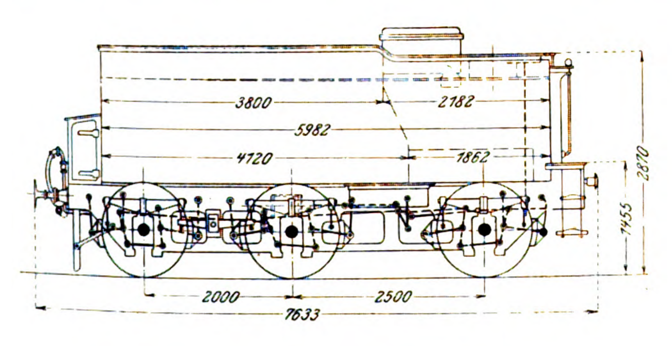
Oeffnung a geschlossen, während die Oeffnung b einen unmittelbaren Auspuff für den Dampf des Hochdruckzylinders freigibt.

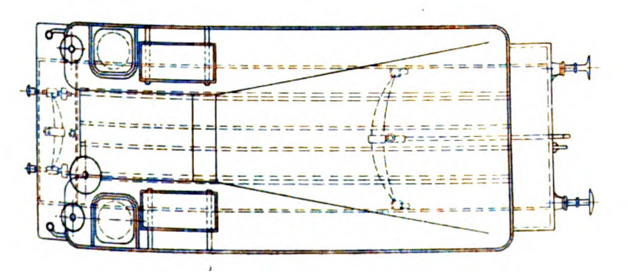
Auf den Zylindern sitzen Sicherheitsventile von 32 mm Dmr., die sich bei den Hochdruckzylindern bei 15,5, bei den Niederdruckzylindern bei 6,5 at öffnen sollen.

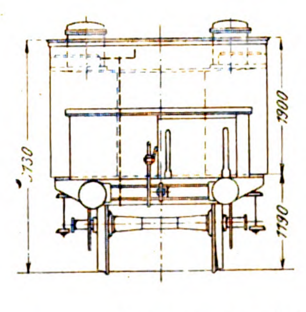
In jedes Ausströmrohr der Zylinder mündet ein Wasserrohr, um die Lokomotive unter Gegendampf fahren lassen zu können. Das einzuspritzende Wasser und der dazu nötige Dampf werden aus dem Kessel mittels zweier kleiner Hähne entnommen, die auf dem Führerstand angeordnet sind und eine beliebige Verstellung gestatten.

Fig. 68 bis 71. Tender.









Ausgerüstet ist die Lokomotive mit einem Geschwindigkeitsmesser, Bauart Flaman, selbsttätiger Westinghouse-Bremse, einem Sandstreuer, Bauart Gresham, und einer Heizeinrichtung für mit Druckluft gemischten Dampf, Bauart Lancrenon, welche die Ostbahngesellschaft bei ihrem gesamten rollenden Material eingeführt hat.

Diese Heizvorrichtung besteht aus einem Dampfentnahmehahn, der auf dem Untersatz des Sicherheitsventiles angebracht ist, und einem Hahn zur Entnahme von gepreßter Luft aus dem Hauptluftbehälter der Bremse. Die Züge für diese beiden Hähne sind dem Führer bequem zur Hand und gestatten ihm, die Mischung von Luft und Dampf beliebig zu regeln. Ein Sicherheitsventil und ein Druckregler für die Preßluft, die beide auf 5,5 at eingestellt sind, sorgen dafür, daß letzterer Druck nicht überschritten wird.

Der Tender, Fig. 68 bis 71, ist deshalb bemerkenswert, weil es sich um einen dreiachsigen Tender handelt, der 22 cbm Wasser enthält, während die meisten übrigen europäischen Bahnen bereits bei 16 cbm Wasserinhalt zu vierachsigen Tendern übergehen.

Der Rahmen des Tenders besteht aus zwei 22 mm starken Blechen, die mit den erforderlichen Ausschnitten für die Achsbüchsen usw. versehen sind. Die beiden Rahmenbleche sind durch 6 Querbleche mit Winkeleisen und durch den vorderen und hinteren Zugkasten miteinander verbunden. Rahmen und Querverstrebungen tragen oben Winkeleisen, auf denen ein Holzboden zur Aufnahme des Wasserkastens ruht. Dieser wird ferner auf jeder Seite durch 5 nach außen kragende Konsolen unterstützt.

Die Feder im vorderen Zugkasten wird mit 1700 kg anfänglicher Spannung eingesetzt. Die Kupplung zwischen Lokomotive und Tender kann jederzeit beliebig nachgezogen werden.

Ueber jeder Achsbüchse liegt eine Blattfeder, die aus 15 Federlagen von 100×12 mm Querschnitt besteht. Die Federn der beiden hinteren Achsen sind durch Ausgleichhebel verbunden.

Die 22 cbm haltende Zisterne hat hinten parallelopipedische, vorn Hufeisenform. Innerhalb des Hufeisens ist Platz für 2 t Kohlen, und auf dem übrigen Tender können 4 t geladen werden.

Der Boden und die mit der Kohle in Berührung kommenden Wände sind 6 mm, die äußeren Wände nur 5 mm dick.

Obwohl die Oberkante des Tenders bereits 3130 mm



über Schienenoberkante liegt, ist es, um den Wasserinhalt unterzubringen, nötig, mit dem Wasserkasten so weit herunterzugehen, daß die Räder, die übrigens 1240 mm Dmr. haben, in ihn hineintreten.

Das Gewicht des Tenders beträgt leer 20 t, dienstfähig 48,45 t, überschreitet also kaum den in Deutschland zulässigen Achsdruck von 16 t. Die Achsschenkel haben 150 mm Dmr. und sind 280 mm lang, während die Achsen in der Nabe 160 mm stark sind.

13) 3/5-gekuppelte Schnellzuglokomotive Nr. 2606 der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn, gebaut von Schneider & Co. in Le Creuzot; Fig. 72 bis 76.

Die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn hat bereits 1888/89 die Einführung der vierzylindrigen Lokomotive mit Massenausgleich aufgenommen und dürfte heute diejenige Eisenbahnverwaltung sein, welche die meisten solcher Lokomotiven besitzt. 1906 wies ihr Lokomotivbestand auf:

185	vierzylindrige	Schnellzuglokomotiven,
290	»	Personenzuglokomotiven,
244	»	Güterzuglokomotiven,
719 Stück,		

zu denen noch 162 gleiche in Bestellung befindliche Lokomotiven treten.

Die ausgestellte Lokomotive ist 1904 gebaut und hat bereits 38000 km durchlaufen. Eine gleiche Lokomotive (Nr. 2604) war in Lüttich ausgestellt. Sie gehört zu einer Reihe von 20 Stück, welche die Schnellzüge auf den hügeligen, Steigungen bis 1:125 aufweisenden Strecken der Linie Paris-Nizza befördern.

Der Kessel mit nicht überhöhter Belpaire-Feuerkiste zeigt nichts Bemerkenswertes; man vermißt bei ihm die Brückenanker am vorderen Teil der Feuerkistendecke und die meist übliche Abschrägung der Rückwand. Die Feuerkiste hat einen stark geneigten 2935 mm langen Rost, dessen vorderster Teil kippbar ist; sie reicht vorn bis weit unter die Achsmitte hinunter und ist daher dort über 2200 mm tief. Die Kesselbekleidung besteht, obwohl sie farbig lackiert ist, der früheren Gewohnheit folgend aus Messingblech. Nur die Rückwand der Feuerkiste ist, um die Armaturen bequemer anbringen zu können, mit einem kräftigen Eisenblech bekleidet.

Fig. 74.

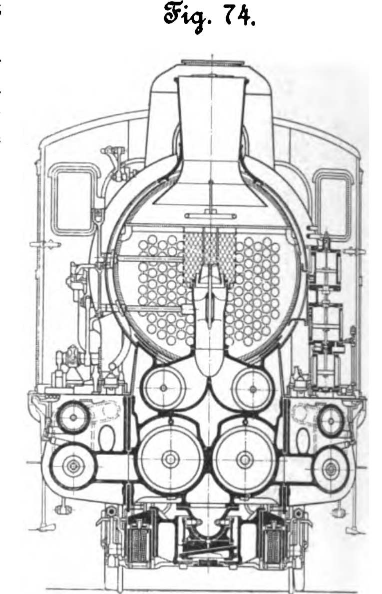


Fig. 72 bis 76. 3/5-gekuppelte Vierzylinder-Schnellzug-Verbundlokomotive der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn.

Fig. 72.

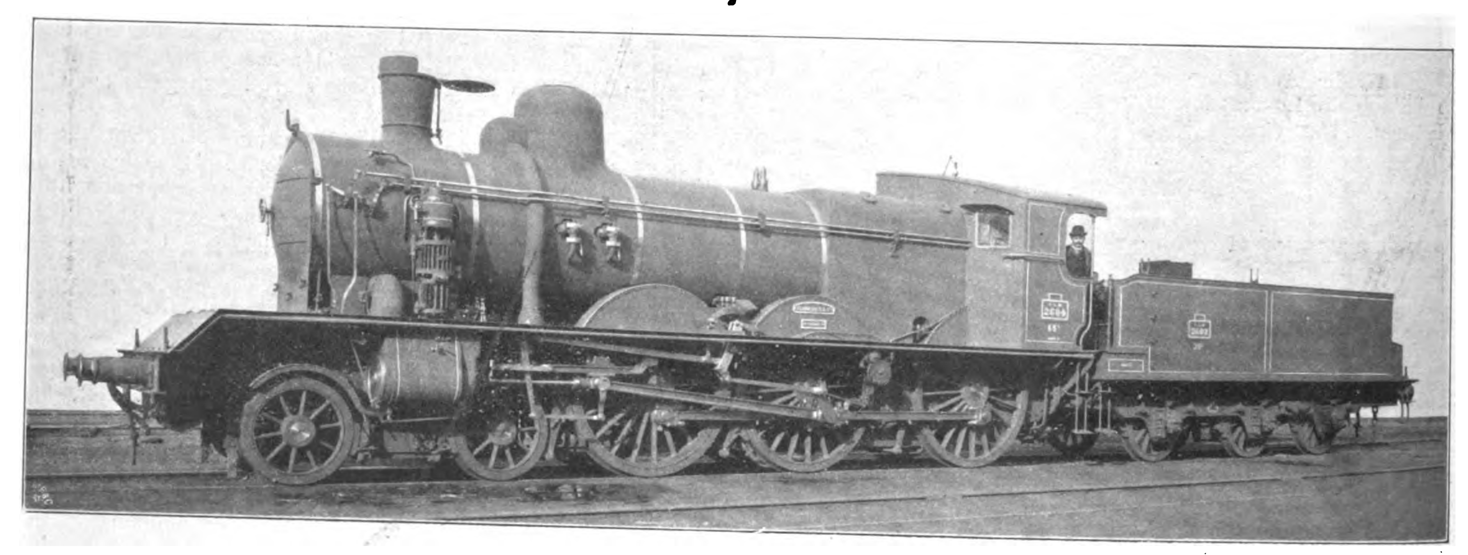
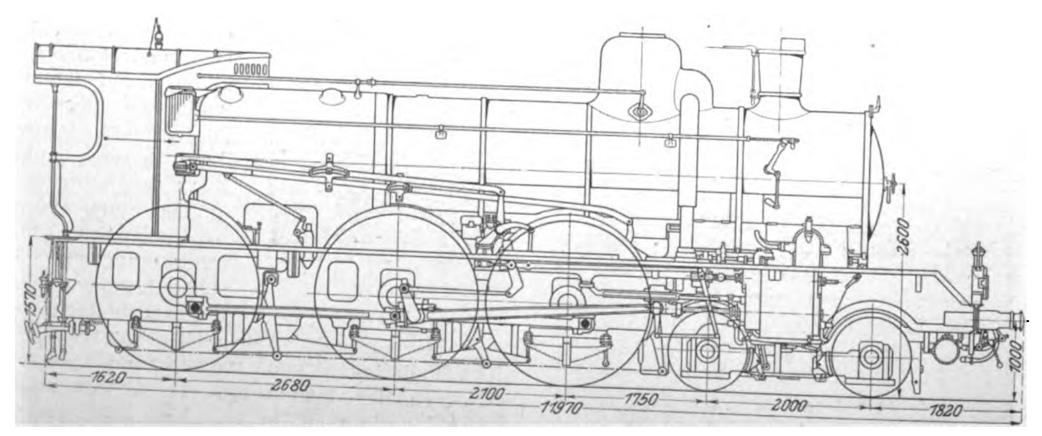
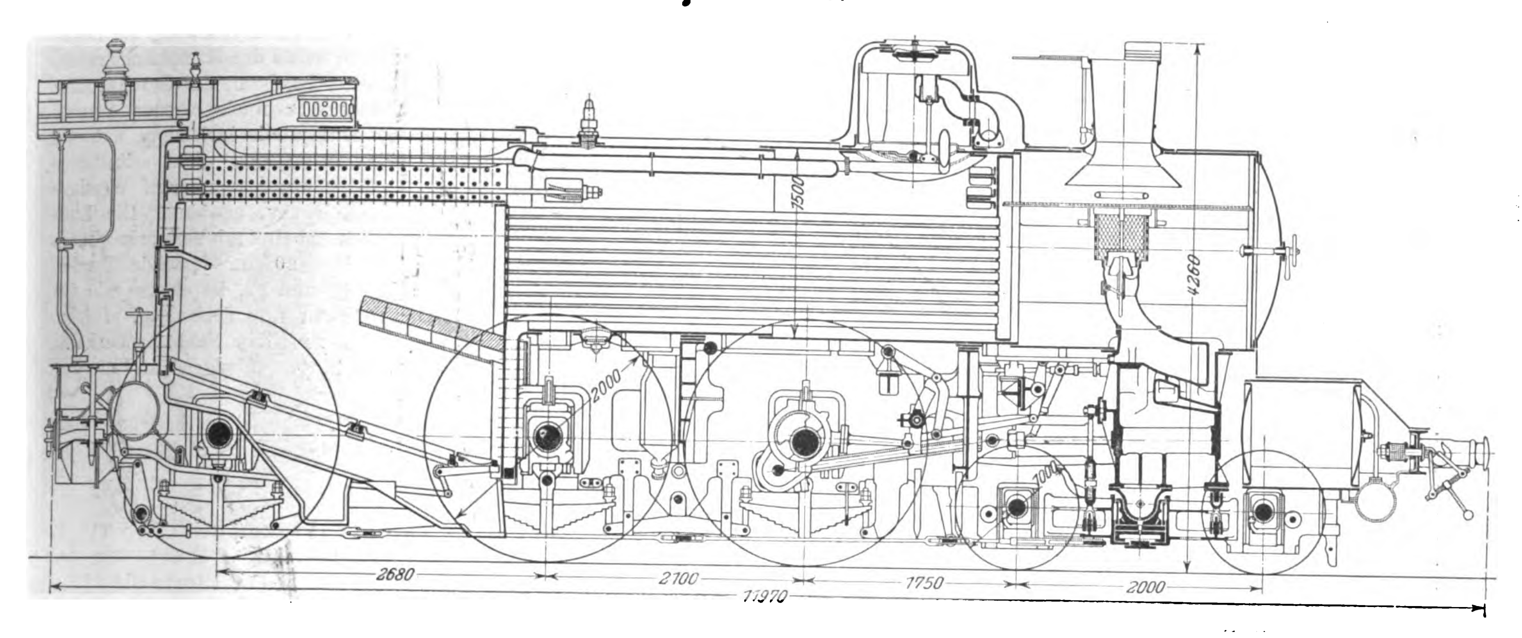


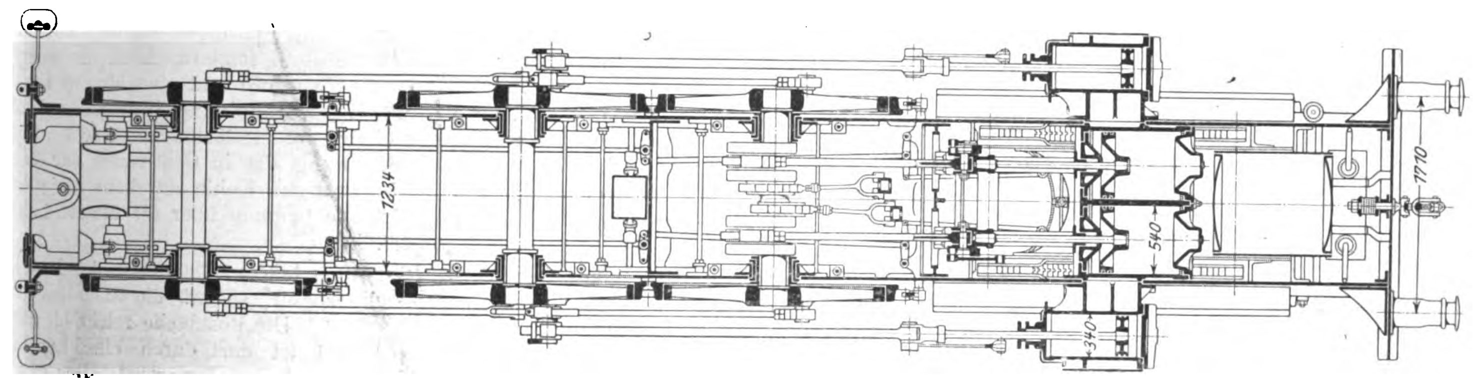
Fig. 73.



Die außen liegenden Hochdruckzylinder treiben die zweite, die innen liegenden Niederdruckzylinder die erste der gekuppelten Achsen an. Beide Zylinderpaare liegen ungefähr in der Mitte des Drehgestelles, jedoch um etwa eine halbe Hublänge gegeneinander versetzt, und zwar sind die äußeren Zylinder nach hinten verlegt. Trotzdem ergibt sich hier eine 3000 mm lange Pleuelstange ($r:l = 1:9,1$), während die in-

Fig. 75 und 76.





nere Pleuelstange nur 1730 mm lang wird ($r:l = 1:5{,}4$),

Alle vier Zylinder haben Kolbenschieber mit Inneneinströmung. Auf dem Einströmrohr für die Hochdruckzylinder und auf dem Verbinderrohr sitzen Luftventile. Die Blasrohröffnung kann durch einen in senkrechter Richtung beweglichen Kegel nach Bedarf verengert oder erweitert werden.

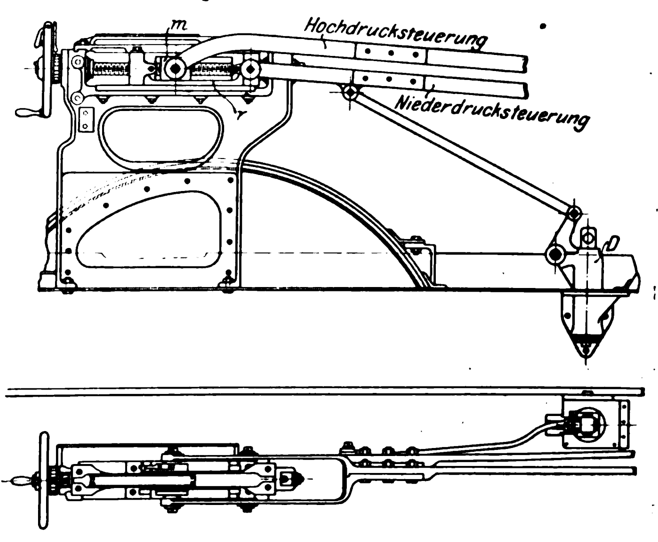
Kolben und Schieber werden durch Sichtschmiervorrichtungen, Bauart Detroit, mit 4 Abzweigungen versorgt. Jeder Zylinder ist außerdem noch mit einem Schmiergefäß versehen.

Die Umsteuerung gestattet, die Hochdrucksteuerung beliebig einzuziehen, während die Niederdrucksteuerung ausgelegt bleibt. Der Steuerbock, Fig. 77 und 78, trägt eine einzige Steuerschraube mit Handrad in der üblichen Ausführung. Auf der Steuerschraube läuft eine Mutter *m*, welche die Zugstange für die Hochdrucksteuerung bewegt. Die Steuerzugstange der Niederdruckzylinder greift an einem besondern am Steuerbock geführten Rahmen *r* an. An diesen Rahmen schlägt die Mutter der Steuerzugstange für die Hochdrucksteuerung an, sobald sie sich entweder von der Rückwärtslage oder der Vorwärtslage her der Nullfüllung nähert; sie nimmt dann die Zugstange der Niederdrucksteuerung mit und bringt sie in die andere Endstellung. Der Rahmen für die Niederdrucksteuerung verriegelt sich in seinen Endlagen selbsttätig. Die Verriegelung wird durch die Mutter der Hochdrucksteuerung ausgelöst, sobald diese sich ihrer Mittellage nähert.

Um zu vermeiden, daß der Rahmen der Niederdrucksteuerung nach der Auslösung durch die Innenkräfte der Steuerung plötzlich verstellt wird, hat man die Zugstange für die Niederdrucksteuerung mit einer Dämpfvorrichtung *D* verbunden. Letztere besteht aus einem mit Flüssigkeit gefüllten Zylinder, in dem sich ein Kolben mit kleinen Durchströmquerschnitten bewegt.

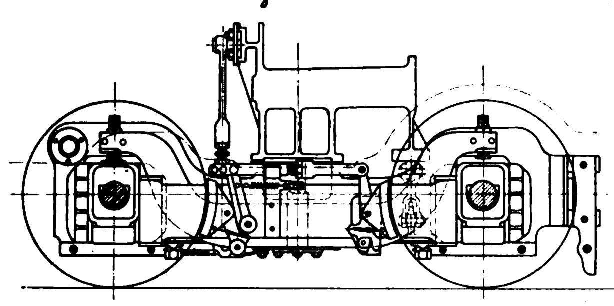
Besondere Erwähnung verdient noch die Ausführung des Drehgestelles, Fig. 79 und 80. Die Last wird in der Mitte des Drehgestelles mittels Kugelzapfens und Pfanne übertragen. Der Kugelzapfen kann sich gegenüber der Pfanne um 2 zueinander senkrechte wagerechte Achsen bewegen,

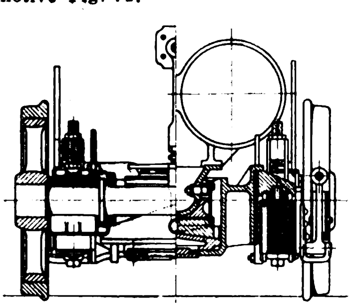
Fig. 77 und 78 Steuerbock.



nimmt aber die Pfanne bei seinen Bewegungen um seine senkrechte Achse mit und trägt zu diesem Zweck auf jeder Seite ein Gelenk, dessen Achse durch die Kugelmitte geht und auf der Längsebene der Lokomotive senkrecht steht. Die Pfanne ruht auf Schraubenflächen, die nach rechts und links steigen. Bei jeder Verdrehung des Drehgestelles gegen-

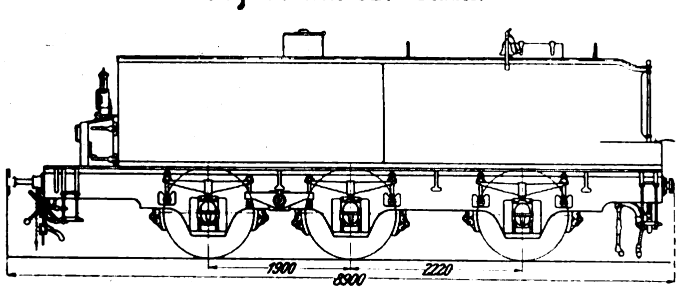

Fig. 79 und 80. Drehgestell der Lokomotive Fig. 72.

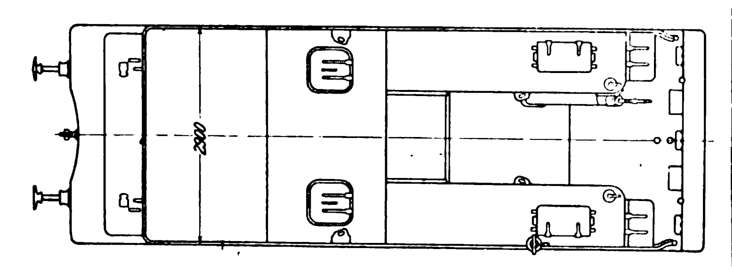




über der Lokomotive wird infolgedessen der Vorderteil der Maschine leicht angehoben und hierdurch eine entsprechende Rückstellkraft erzeugt. Die Pfanne ist außerdem um 34 mm nach jeder Seite verschiebbar, wobei sie auf um 15 vH geneigten Flächen ansteigt. Das Drehgestell stützt sich auf jeder Seite mit einer großen Tragfeder und einem doppelt ausgebildeten Ausgleichhebel auf die Achsbüchsen. Die zwischen Ausgleichhebel und Federn liegenden Schrauben gestatten, die Höhe der Lokomotive zu regeln. Das Drehgestell ist mit der Lokomotive durch eine hinter dem Kuppelzapfen liegende senkrechte Kuppelstange verbunden, die lang genug ist, um der Verdrehung und Verschiebung des Drehgestelles keinen Widerstand entgegen zu setzen. Der Sicherheit halber ist noch eine zweite, kürzere Kuppelstange vor dem Zapfen vorgesehen, die jedoch mit genügendem Spiel versehen ist, um erst beim Abheben des Kuppelzapfens aus der Wiege in Wirkung zu treten.

Fig. 81 und 82. Tender.





Die fünfte Achse hat 7 mm seitliches Spiel; es sind deshalb die Kuppelzapfen für die letzte Kuppelstange kugelförmig ausgebildet. Diese Achse wird durch schräge Auflage mit der Neigung 1:10 zurückgestellt, die zwischen den Lagerschalen und den Achsbüchsen liegen.

Bemerkenswert ist, daß die aus Stahlformguß bestehenden Achsbüchsführungen der Treib- und Kuppelachsen mit besonderen gußeisernen Reibplatten belegt sind.

Unter jeder Treibachse liegt eine Feder. Alle drei Federn einer Seite sind durch Ausgleichhebel miteinander verbunden. Da der Kessel bei nur 2600 mm Höhe über Schienenoberkante und 1500 mm lichtem Durchmesser sehr nahe an die Spurkränze reicht, sind Vorsichtsmaßregeln getroffen, um bei Federbruch zu verhüten, daß der Spurkranz am Kesselblech schleift. Es sind deshalb über den Achsbüchsen der dritten und der vierten Achse besondere Stellschrauben und über denen der fünften Achse besondere Stellkeile vorgesehen, die derart eingestellt werden, daß die Lokomotive 25 mm schwingen kann. Im Betrieb übersteigen die Schwingungen nach vorgenommenen Messungen 20 mm nicht.

Von der Ausrüstung der Lokomotive seien der Dampfsandstreuer, Bauart Gresham, der Geschwindigkeitsmesser nach eigener Bauart, die Dampfheizeinrichtung und die selbsttätige und nicht selbsttätige Luftdruckbremse, Bauart Westinghouse-Henry, erwähnt. Die Luftpumpe arbeitet mit Verbundwirkung.

Der 20 cbm fassende Tender, Fig. 81 und 82, ist ebenso wie der Tender der französischen Ostbahn nur dreiachsig. Infolge der geringen Höhe von nur 2,666 m über Schienenoberkante ergab sich ein außerordentlich langer, übrigens in Hufeisenform ausgeführter Wasserkasten.

Die Lagerschalen für die Tenderachsen bestehen nicht, wie sonst üblich, aus Rotguß, sondern aus Stahlformguß mit Weißmetalleinlage.

14) $^2/_5$-gekuppelte Schnellzuglokomotive Nr. 110.02 der österreichischen Staatsbahn, gebaut von der Wiener Lokomotivfabrik A.-G., Floridsdorf; Fig. 83 bis 88.

Diese vierzylindrige Schnellzuglokomotive weicht von allen sonstigen europäischen Ausführungen insofern ab, als sie nicht ein vorderes Drehgestell, sondern gleich der amerikanischen Prärie-Type eine vordere und eine hintere Laufachse hat. Der Vorteil dieser Anordnung liegt darin, daß sie die Unterbringung einer großen Rostfläche, wie sie beispielsweise bei der Verwendung der in Oesterreich zur Verfügung stehenden geringwertigen Kohle durchaus nötig ist, gestattet, da die Feuerbüchse bequem über die hintere Laufachse verbreitert werden kann.

Die Länge der Rostfläche beträgt 2301 mm, der Bodenring ist jedoch vorn hochgezogen, so daß die Stiefelknechtplatte nur ganz kurz ausfällt. Die Rostfläche reicht bis zwischen die Kuppelräder und ist dort durch eine falsche, mit Schamotte bekleidete Wandung abgegrenzt. Der dritte den Dom tragende Kesselschuß ist um 170 mm kegelförmig. Die untere Mantellinie des Kegels liegt wagrecht, so daß sich über der Feuerkistendecke ein lichter Raum von 608 mm Höhe ergibt.

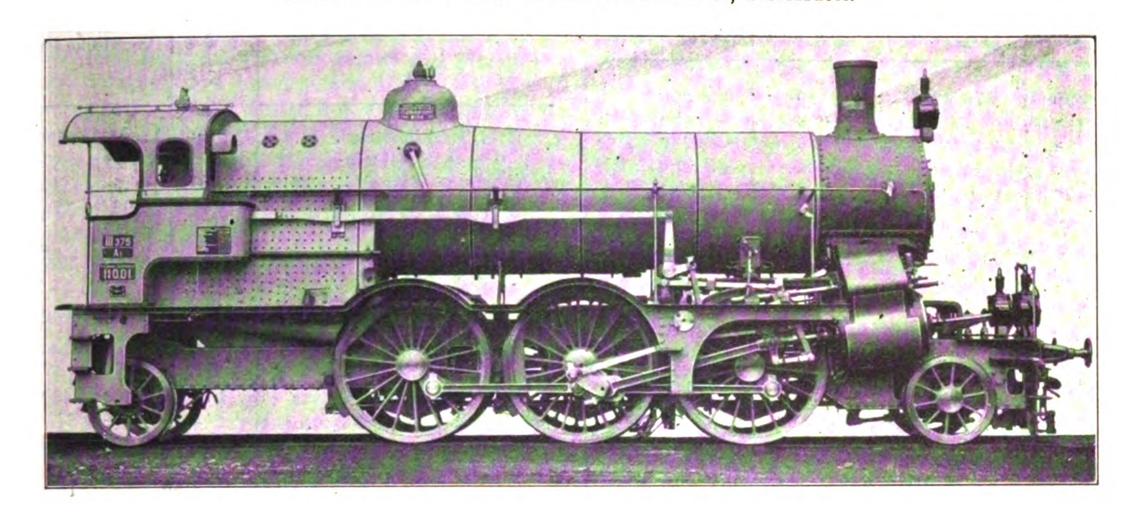
Alle vier Zylinder liegen mit einer Neigung von 1:8 in einer Querebene unter der Rauchkammer, und zwar die Hochdruckzylinder innen, die Niederdruckzylinder außen; je ein Hoch- und ein Niederdruckzylinder sind zu einem Gußstück vereinigt. Die stark geneigte Lage der Zylinder ist bei vierzylindrigen Lokomotiven ohne Nachteil, da die wechselnde Belastung hervorrufenden senkrechten Komponenten der Kolbenkräfte in den beiden neben einander liegenden Zylindern stets entgegengesetzte Richtung haben und, weil ungefähr gleich, einander ziemlich aufheben. Alle 4 Kolben treiben die mittlere Achse. Durch die Lage der inneren Leitachse über der vorderen Kuppelachse war die stark geneigte Lage der Zylinder gegeben, die ihrerseits eine entsprechende Hochlegung der Kesselachse auf 2870 mm über Schienenoberkante bedingte. Bemerkenswert ist der große, auf dem europäischen Festlande bisher nur in Oesterreich, hier allerdings bereits bei den seit 1898 beschafften $^2/_5$-gekuppelten Schnellzuglokomotiven mit Innenzylindern, Serie 9, angewendete Kolbenhub von 720 mm. Dieser ergibt bei der zulässigen Geschwindigkeit von 90 km/st eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von 6,3 m, während die neue $^3/_4$-gekuppelte Heißdampflokomotive der Preußischen Staatsbahn bei 110 km/st erst 5,8 m Kolbengeschwindigkeit aufweist.

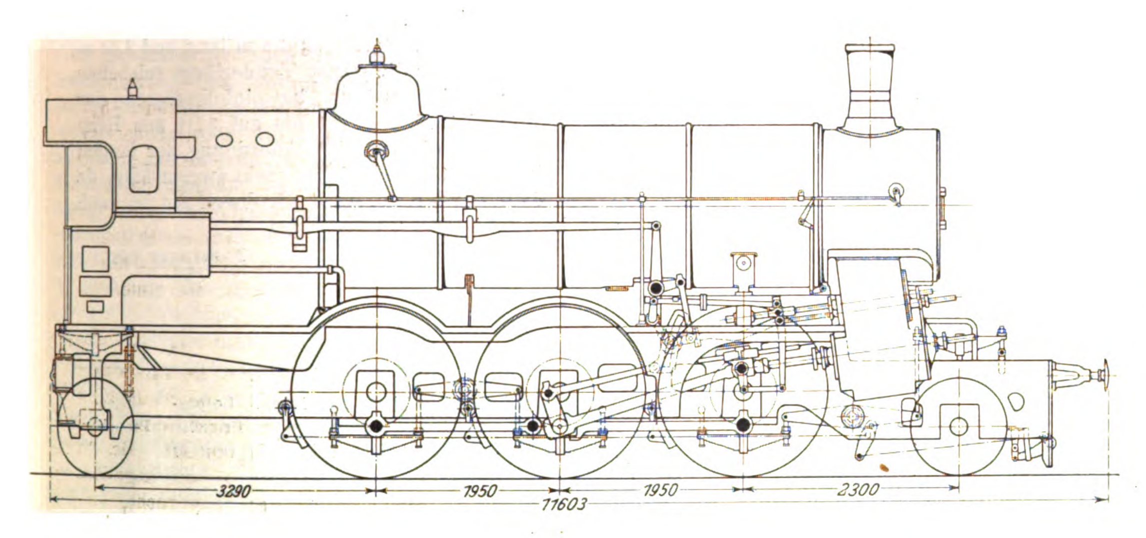
Die Niederdruckschieber werden von der außen liegenden Heusinger-Steuerung bewegt, die Hochdruckschieber vom hinteren Teile der Niederdruckschieberstange aus mittels Uebertragungswelle und Umkehrhebels angetrieben. Hoch- und Niederdruckzylinder erhalten gleiche Füllung, was mit Rücksicht auf das Raumverhältnis beider Zylinder von 1:2,93 gleiche Arbeitsverteilung ergibt.

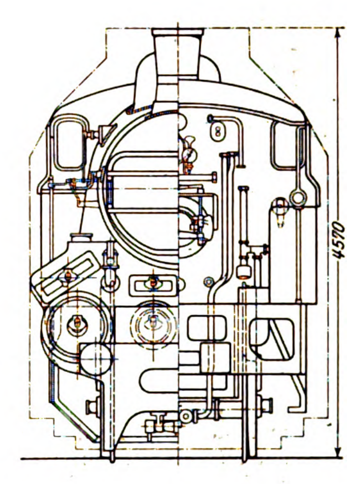


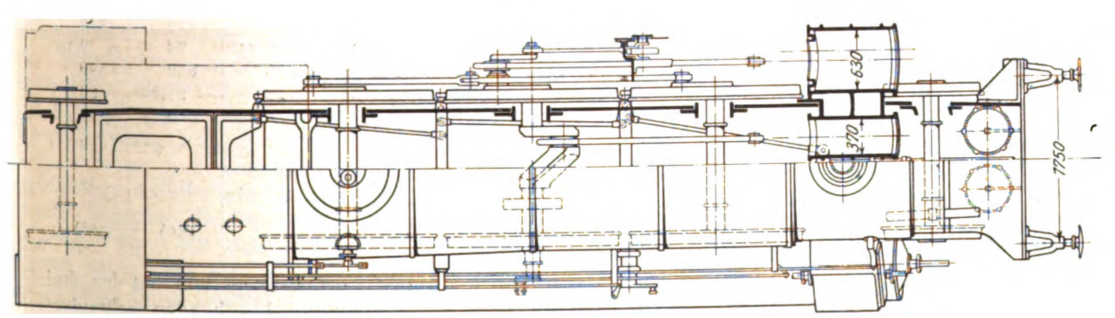
Fig. 83 bis 86.

$^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Schnellzug-Verbundlokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn, gebaut von der Wiener Lokomotivfabrik A.-G., Floridsdorf.



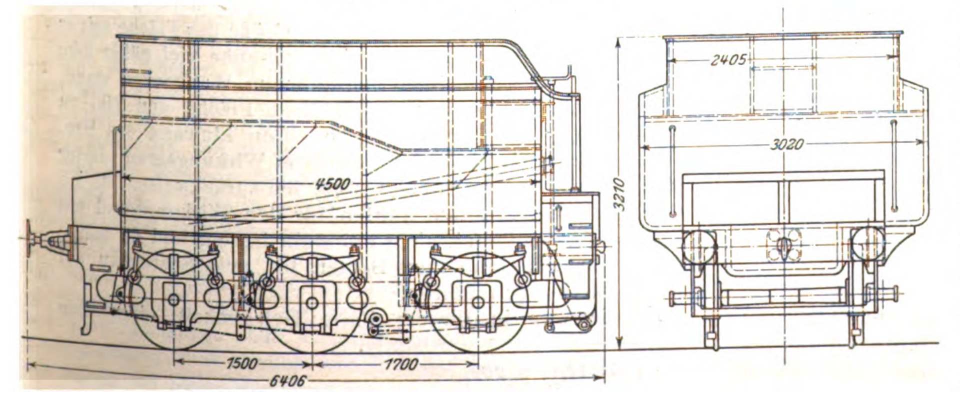






Der aus 28 mm starken Platten bestehende Rahmen ist vorn um 70, hinten um 90 mm eingezogen. Die Laufachsen sind nach Bauart Adams ohne Rückstellfeder ausgeführt; die vordere hat 42, die hintere 72 mm Spiel nach jeder Seite. Diese Achsenanordnung hat sich gut bewährt; bei den Versuchsfahrten wurde bei Geschwindigkeiten bis 118 km/st ein durchaus ruhiger Gang der Lokomotive beobachtet.

Fig. 87 und 88. Tender.



Bei den mit der ersten Lokomotive auf der Strecke Rekawinkel-St. Pölten vorgenommenen Versuchsfahrten ergab sich auf Steigungen von 10 vT eine Dauerleistung von 55 km/st Geschwindigkeit für eine Zuglast von 400 t. Bemerkenswert ist ein Vergleich dieser Leistung mit der der neuen $^3/_5$-gekuppelten Heißdampflokomotive der Preußischen Staatsbahn, die auf Steigungen von 1 : 100 Züge von 406 bezw. 471 t mit 46,5 bezw. 40 km Geschwindigkeit geschleppt hat, sowie mit der $^3/_5$-gekuppelten Heißdampflokomotive der Belgischen Staatsbahn (Nr. 18 dieses Berichtes).

Zusammenstellung 3 gibt die Hauptabmessungen der drei Lokomotiven.

Zusammenstellung 3.

		3/5-S.-L. Oesterr. Staatsbahn Serie 110	3/5-S.-L. Belgische Staatsbahn Type 35	3/5-S.-L. Preußische Staatsbahn Type P_6
Zyl.-Dmr.	mm	370/630	570	590
Kolbenhub	»	720	650	630
Treibrad-Dmr.	»	1820	1600	1750
Rostfläche	qm	4,0	2,84	2,6
Heizfläche Feuerbüchse	»	13,7	14,9	14,7
» Rohre	»	220,3	130,0	135,9
» Ueberhitzer	»	—	33,1	49,4
» gesamt	»	234,0	178	200,0
Dienstgewicht	t	68,9	70,9	69,6

In Zahlentafel 4 sind die Leistungen dieser Lokomotiven zusammengestellt.

Sowohl absolut genommen, als auch für 1 qm Heizfläche und für 1 t Dienstgewicht gerechnet bleibt die Leistung der um 0,7 t schwereren preußischen und der um 2,0 t schwereren belgischen Heißdampflokomotive hinter der der österreichischen vierzylindrigen Lokomotive teilweise erheblich zurück. Selbst wenn man annimmt, daß sich für eine Geschwindigkeitserhöhung auf 55 km/st die Leistung der Heißdampflokomotive im gleichen Verhältnis wie von 40 km/st auf 46,5 km/st steigert, würde sie auf der Steigung 1:100 mit 55 km Geschwindigkeit nur 343 t oder bei Voraussetzung des österreichischen leichteren Tenders 352 t schleppen, d. h. 12 vH weniger als die österreichische Lokomotive.

Auf Grund der günstigen Betriebsergebnisse dieser ersten Lokomotive haben die Oesterreichischen Staatsbahnen bereits weitere 18 Lokomotiven dieser Art bestellt.

Der mit der Lokomotive ausgestellte dreiachsige Tender,

Zusammenstellung 4.

			3/5-S.-L. Vierzyl.-Verb. Oesterr. St.-B.	3/5-S.-L. Heißdampf-Zwilling Preußische Staatsbahn			3/5-S.-L. Heißd.-Zwilling Belg. Staatsbahn
Leistung	Steigung		1:100	1:100	1:100	1:150	1:78
	Geschwindigkeit	km	55	46,5	40	50	40
	Zuglast	t	400	406	471	471	375
Anzahl der Radumdrehungen i. d. Sek.			2,67	2,35	2,02	2,52	2,22
Zugkraft $\left(w = 2{,}4 + \frac{v^2}{1300} + n\right)$		kg	7300	7200	7860	7350	8100
Leistung		PS	1485	1240	1160	1175	1180
» für 1 qm Rostfläche		»	371	478	447	451	415
Leistung für 1 qm Heizfläche		»	6,35	6,20	5,80	5,88	6,5
Leistung für 1 t Dienstgewicht		»	21,6	17,8	16,7	16,8	16,7

Serie 56, Fig. 87 und 88, faßt 16,75 cbm Wasser und 8,5 cbm Kohle. Die Wasserzisterne ist 4,5 m lang und 3,02 m breit; sie hat seitliche, über die ganze Tenderlänge reichende Füllöffnungen. Der Kohlenaufsatz hat infolgedessen nur 2,405 m lichte Breite, ist aber dafür bis auf 3210 mm Höhe über Schienenoberkante geführt. Die Anordnung der langen seitlichen Wasserkastendeckel erscheint recht zweckmäßig, da das Heranschwenken der Krane sonst oft durch die hochaufgestapelten Kohlenvorräte erschwert wird.

(Fortsetzung folgt.)

Vergleichversuche an Schiffschrauben.

Die Stockholmer Ingenieurfirma Fritz Egnell hat mit ihrem Motorboot »La Flèche« eine Reihe von Schraubenversuchen ausgeführt, deren Ergebnisse auch deutsche Fachleute interessieren werden, da auch 2 in letzter Zeit viel besprochene deutsche Schraubenformen untersucht worden sind.

Das Motorboot »La Flèche« ist mit einem Körting-Motor von normal 20 PS bei 800 Uml./min ausgerüstet und hat bei schlanker Tetraederform 11,5 m Länge, 2,15 m Breite und 3,75 t Wasserverdrängung.

Im ganzen wurden 4 Schrauben untersucht, welche auf Grund derselben Angaben von verschiedenen Konstrukteuren entworfen worden waren. Die erste Schraube schwedischen Ursprungs hatte eine normale Form, senkrechte geradlinige Erzeugende und unveränderliche Steigung, die zweite, ebenfalls schwedischer Konstruktion, hatte eine gekrümmte, nach hinten geneigte Erzeugende und ebenfalls unveränderliche Steigung. Die beiden deutschen Schrauben waren ein Lorenz-Propeller[1]) und ein Zeise-Propeller[2]). In der nachfolgenden Zahlentafel sind die Hauptkonstruktionsdaten und die Ergebnisse der einzelnen Schrauben zusammengestellt.

Von diesen Zahlen interessieren besonders das ungünstige Ergebnis des Lorenz-Propellers und die bedeutende Leistung der Zeise-Schraube, und es verlohnt sich wohl, nach den Gründen dieser Erscheinungen zu forschen.

Ich darf wohl annehmen, daß für den Entwurf des Lorenz-Propellers die Grundsätze und Theorien maßgebend gewesen sind, die in dem Aufsatze von Professor Lorenz in Z. 1907 S. 19 entwickelt werden. In diesem Aufsatz ist die Reibung als prozentualer Zuschlag behandelt. Für eine Schraube von größtem Wirkungsgrad ist es aber erforderlich, daß die Summe der Reibungs- und der hydraulischen Verluste möglichst klein wird; wird dieser Umstand nicht beachtet, sondern nur auf möglichst geringe hydraulische Verluste Wert gelegt, so wird sich meistens eine zu große Fläche

			1. schwed. Propeller (Fig. 1)	2. schwed. Propeller (Fig. 2)	Lorenz-Propeller (Fig. 3)	Zeise-Propeller (Fig. 4)
Durchmesser		mm	500	480	600 im Mittel	534 im Mittel
Steigung		»	544	490	428	445
abgewickelte Fläche		qdcm	12,6	6,84	24	9,15
Uml./min			780	880	850	800
Leistung		PS	19,5	22	21,2	20
Geschwindigkeit		Seemeilen	8,45	8,8	7,89	10,14
Slip		vH	38,5	37	33	15
vorherige Annahme des Konstrukteurs	Geschwindigkeit	Seemeilen	(11)	—	(10)	(9,75)
	Uml./min		(800)	—	(800)	(800)

ergeben. Ein Vergleich des Lorenz-Propellers mit den drei andern auf praktischen Erfahrungen beruhenden Schrauben bestätigt dies. Besonders die äußeren Teile, an denen augenscheinlich, der Möglichkeit einer genauen Berechnung zuliebe, nicht einmal die Ecken abgerundet sind, müssen bei den hohen Umfangsgeschwindigkeiten große Verluste bringen. Bei dem a. a. O. beschriebenen Versuche hatte Professor Lorenz insofern mehr Glück, als die Größe der Fläche seiner Schraube der einer guten normalen Schraube viel näher kam und er mit einer schlechten Schraube im Wettbewerb stand, die augenscheinlich eine viel zu kleine Fläche und viel zu große Steigung für das Boot hatte. Den Einwand des Hrn. Professors Lorenz, daß der absolute Wirkungsgrad dieser Schraube doch recht gut sei[1]), muß ich zurückweisen, da ich glaube, daß sich absolute Zahlen für den Wirkungsgrad mit genügender Genauigkeit nicht ermitteln lassen, und da meine Erfahrungen mit ähnlichen Booten für gute Schrauben auf andre Abmessungen führen.

Ferner war in diesem Falle Gelegenheit, eingehende

[1]) Z. 1907 S. 19.

[2]) Z. 1893 S. 907.

[1]) s. Z. 1907 S. 200.

Vorversuche zu machen, so daß die Lorenz-Schraube die günstigeren Abmessungen hatte und auch die Rechnung, abgesehen von der falschen Annahme des Vorstromes, auf annähernd richtigen Zahlen beruhte.

In der Praxis bietet sich jedoch fast nie Gelegenheit zu derartigen Vorversuchen, und dann kann leider die für die klare Erkenntnis der Vorgänge so unentbehrliche Theorie mit ihren elegantesten mathematischen Hülfsmitteln die praktische Erfahrung nicht ersetzen. Bei dem Boote »La Flèche« z. B. sind der Berechnung des Lorenz-Propellers 800 Uml./min und 10 Knoten Schiffgeschwindigkeit zugrunde gelegt, während 7,89 Knoten und 850 Umläufe erreicht worden sind. Der sich aus dieser Differenz ergebende Unterschied in den Slips dürfte genügen, um den Wert der Rechnung hinfällig zu machen.

Im übrigen zeigt der hier verwandte Lorenz-Propeller einen Zuwachs der Steigung vom Eintritt zum Austritt von im Mittel rd. 22 vH und vom Umfang nach der Nabe von rd. 14 vH mit geringen Abweichungen, die praktisch bedeutungslos sind, da die Störungen des regelrechten Strömungsverlaufes weit größer sind als jene feinen Schwankungen. Beide Anordnungen in ähnlichen Verhältnissen sind nicht neu. Einen besondern Wert gewinnen sie auch dadurch nicht, daß sie auf streng theoretischem Weg errechnet sind, weil die Annahmen, auf denen diese Rechnung aufgebaut ist, zu wenig mit der Wirklichkeit übereinstimmen. Insbesondere dürfte der Steigungszuwachs in Richtung des Umfanges durch die Annahme, daß die ganze Beschleunigung des Wassers in der Schraube stattfindet, zu groß ausgefallen sein, während der radiale Steigungszuwachs auf der willkürlichen Annahme einer algebraischen Stromfunktion beruht. Bedenkt man ferner noch, daß der verschiedene Vorstrom und der verschiedene hydrostatische Druck oben und unten ein reines Zentralsystem der Wasserbewegung überhaupt nicht zulassen, und berücksichtigt man die hier nur gestreiften Bedenken, die Gümbel in Z. 1907 S. 586 geäußert hat, so erkennt man, daß sich eine ganze Reihe von Umständen vereint haben, um den von Professor Lorenz gewünschten Effekt eines völlig stoßfreien, ununterbrochenen, seinem errechneten Bild entsprechenden Strömungsverlaufes zu vereiteln, während die Reibungs- und Verdrängungsverluste durch die gewaltigen Abmessungen des Propellers gewachsen sind.

Fig. 1.
Schwedischer Propeller 1.

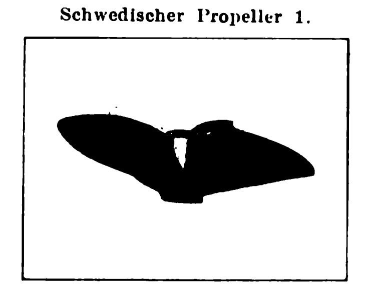


Fig. 3.
Lorenz-Propeller.

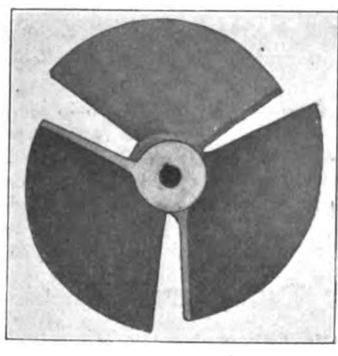


Fig. 2.
Schwedischer Propeller 2.

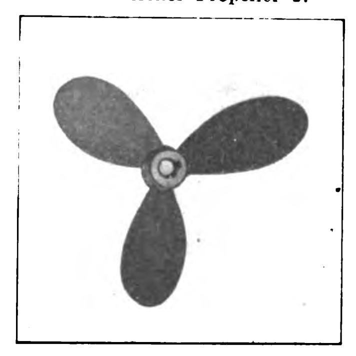
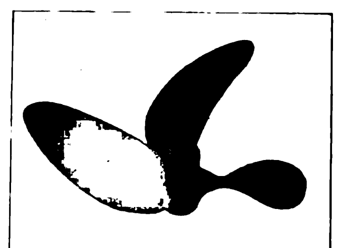


Fig. 4.
Zeise-Propeller.



Scheint es nach diesem Beispiel zurzeit wenig angebracht, von der reinen theoretischen Hydrodynamik ohne Beihülfe der praktischen Erfahrungen viel für die Propellerkonstruktion zu erhoffen, so zeigt der Erfolg des Zeise-Propellers doch, daß die Berücksichtigung theoretischer Grundgedanken bei in ihren Zahlenwerten auf Erfahrungskoeffizienten aufgebauten Schrauben von großem Nutzen sein kann.

Das gute Ergebnis des Zeise-Propellers ist wohl im wesentlichen auf 2 Gründe zurückzuführen: 1) auf die glückliche Wahl der Hauptabmessungen: Durchmesser, Steigung und Fläche, und 2) auf die Anordnung der Steigung, welche dem wirklichen Strömungsverlauf jedenfalls mehr entspricht als die des Lorenz-Propellers und der Schrauben mit veränderlicher Steigung. Die Grundgedanken für diese Steigungsanordnung sind ähnlich wie bei der Lorenz-Schraube; nur tritt an die Stelle der strengen theoretischen Durchrechnung auf Grund unzulänglicher Annahmen lediglich die einige wichtige Nebenumstände berücksichtigende qualitative Ueberlegung, welcher die zahlenmäßigen Unterlagen erst auf empirischem Wege durch Versuche und langjährige Erfahrungen geliefert worden sind. Auf Grund der Auffassung, daß die Beschleunigung des Wassers schon vor der Schraube beginnt, wurde die Eintrittsteigung nur wenig kleiner als die Austrittsteigung gewählt, während bei der radialen Veränderung der Steigung der Einfluß des umgebenden Wassers und der Nabe mit berücksichtigt wurde. Das umgebende Wasser, welches sich in einer gewissen größeren Entfernung seitlich vom Propeller in Ruhe befinden muß, erfordert mit Rücksicht auf die Kontinuität des Systems einen stärkeren Rückstrom des Wassers in den zentralen als in den außen liegenden Teilen des Propellers, also eine nach der Nabe zu wachsende Steigung.

Nach Versuchen zu urteilen, folgen die radialen Schwankungen der Geschwindigkeit des Rückstromes wahrscheinlich sehr verwickelten Gesetzen; doch gibt die Annahme, daß selbst an den Spitzen noch ein positiver Slip vorhanden sein muß, unter anderm der Rechnung einen Stützpunkt.

Den hier angedeuteten Forderungen werden beide: die Lorenz- und die Zeise-Schraube, gerecht. Die Zeise-Schraube hat jedoch außerdem einen sehr starken Steigungszuwachs unmittelbar an der Nabe, der durch verschiedene Umstände bedingt ist. Erstens übt die Nabe, die mitten in dem zur Erzeugung des Nutzdruckes nach hinten geworfenen Wasser mit der Schiffsgeschwindigkeit nach vorn fortschreitet, einen starken schädlichen saugenden Einfluß auf dieses Wasser aus, dem sie $V v_r F$ cbm/sk entzieht. In dieser Formel ist V die Schiffgeschwindigkeit, v_r die Geschwindigkeit des Rückstromes in m/sk und F der Nabenquerschnitt in qm. Diese Flüssigkeitsmenge ist im Verhältnis zu der gesamten zur Erzeugung des Nutzdruckes bewegten sekundlichen Wassermenge ganz beträchtlich, da sich die letztere nur mit der Geschwindigkeit v_r (welche radial übrigens stark veränderlich ist) bewegt. Um diesem schädlichen Einflusse der Nabe, der übrigens durch einen starken Abfall der Geschwindigkeit des Rückstromes hinter der Nabe bei Schrauben mit unveränderlicher Steigung experimentell nachgewiesen ist, entgegenzutreten, ist es wünschenswert, in der Nähe der Nabe möglichst viel Wasser hinter den Propeller zu bringen, und das ist bei dem Zeise-Propeller durch einen starken Steigungszuwachs erreicht. Die axiale Komponente des Druckes dieser steilen Flügelteile ist natürlich verschwindend, und der Nutzen ist darin zu suchen, daß der Druck der weiter außen gelegenen Teile nicht durch das Saugen der Nabe beeinträchtigt wird, und ferner darin, daß die Steigung diesem Saugen entspricht, während bei Schrauben mit unveränderlicher Steigung das Wasser durch die Saugwirkung der Nabe unter Umständen schneller beschleunigt wird als durch die Flügel, wobei die inneren Teile sogar mit Druck auf der vorderen Seite der Flügel arbeiten würden.

Noch zwei weitere Umstände lassen den starken Steigungszuwachs der Zeise-Schraube an der Nabe als den tatsächlichen Verhältnissen entsprechend erscheinen. Erstens bewirkt die Verstärkung der Flügel an der Nabe eine weitere Beschleunigung des Wassers in der Mitte, und zweitens ist der von Professor Lorenz übergangene, aber doch sehr wahr-



scheinliche Einfluß der Schraube auf das vor ihr befindliche Wasser, welches sie anzusaugen bestrebt ist, vermutlich in der Mitte am größten, so daß das Wasser hier schon mit größerer Beschleunigung in die Schraube eintritt als in den äußeren Teilen[1]).

Wenn auch eine theoretische Durchrechnung dieser Verhältnisse kaum möglich und jedenfalls für den praktischen Gebrauch viel zu verwickelt ist, so ist doch anzunehmen, daß die Zeise-Schraube dem Ideal einer fast stoßfrei in einem ununterbrochenen Strom arbeitenden Schraube in diesem Falle bedeutend näher kam als die Lorenz-Schraube und die beiden andern Schrauben.

Die Unmöglichkeit der strengen Berechnung der Schiffsschraube, welche sowohl auf dem Fehlen einer brauchbaren Theorie als auch auf der Unsicherheit der Konstruktionsunterlagen und dem fortwährenden Schwanken wichtiger, als unveränderlich angenommener Größen beruht, gestattet natürlich nur schätzungsweise, die Anordnung der Steigung zu bestimmen. Diese Schätzung kann jedoch durch Erfahrung auf die richtige Bahn geleitet werden, so daß durch Anwendung veränderlicher Steigungen bedeutend bessere Schrauben entstehen können als die üblichen mit unveränderlicher Steigung. Eine ins einzelne gehende Anpassung des Propellers an einen vorher genau berechneten Zustand des Schraubenstromes ist aber schon wegen der vielen unberechenbaren Störungen und Schwankungen zwecklos.

Zum Schluß noch ein Wort über den erstgenannten Punkt, dem ich einen großen Teil des Erfolges der Zeise-Schraube zuschreibe, nämlich die augenscheinlich glückliche Wahl der Abmessungen, die jedoch nicht auf einen Zufall zurückzuführen ist. Ein Blick auf die sehr verschiedenen Abmessungen der vier Propeller zeigt, wie schwankend gerade bei Motorbooten die Koeffizienten sind, welche in Erfahrungsformeln zur Bestimmung der Propellerabmessungen eingeführt werden können. In dieser Beziehung hatte ich bei der Konstruktion des Zeise-Propellers nun den großen Vorteil, über das reiche Erfahrungsmaterial der Fabrik zu verfügen, welches, in Kurventafeln bearbeitet, deutlich das Schwanken verschiedener Koeffizienten und Funktionen bei verschiedenen Schiffsabmessungen, Schiffswiderständen, Maschinenleistungen, Umlaufzahlen, Geschwindigkeiten und zusammengesetzten Funktionen jener Größen zeigt. Auf diesen Kurventafeln sind auf Grund theoretischer Ueberlegungen verschiedene Funktionen zueinander in Beziehung gebracht, und ich glaube, daß es zurzeit mehr Erfolg verspricht, auf diese Weise das im gesamten Schiffbau festliegende ungeheure Erfahrungsmaterial wissenschaftlich zu verwerten, als mit einer das Problem nicht erschöpfenden Theorie ohne Rücksicht auf das bisher Geschaffene neue Wege zu gehen.

W. Helling.

[1]) Durch diese Ausführungen ist zugleich die Bemerkung Gümbels, Z. 1907 S. 588, widerlegt, der Erfolg der Zeise-Schraube beruhe auf der ungewollten Beachtung der Regel, daß der Eintrittwinkel der arbeitenden Fläche größer sein muß, als dem stoßfreien Wassereintritt entspricht. Diese Arbeitsweise ist selbstverständlich nicht ungewollt und ergibt sich aus obigem als Begleiterscheinung.

Hr. Professor H. Lorenz, dem wir von der vorstehenden Abhandlung Kenntnis gegeben haben, hat sich dazu wie folgt geäußert:

Aus den von Hrn. Helling vorstehend veröffentlichten Versuchen mit einigen schnell umlaufenden Schiffschrauben geht unzweifelhaft hervor, daß an dem in Frage stehenden Boot der Zeise-Propeller am günstigsten gearbeitet hat, obgleich die Abschätzung der Betriebsarbeit des Verbrennungsmotors proportional der Umlaufzahl nicht als richtig zugegeben werden kann[1]). Bei dem Entwurfe des Propellers nach meiner Theorie ist in der Tat mangels hinreichender Erfahrung der Eigenwiderstand (vor allem die Wasserreibung) bedeutend unterschätzt und daher der Schraubendurchmesser zu groß gewählt worden, wodurch dann die sogenannte mittlere Steigung zu klein ausfiel. Für langsam umlaufende Schrauben spielen die Reibungsverluste gegenüber den hydraulischen keine so erhebliche Rolle, so daß in diesem Fall Erfahrung und Theorie gut übereinstimmen[2]). Daraus entnehme ich im Gegensatze zu Hrn. Helling, der auf Grund praktischer Erfolge begreiflicherweise ein rein empirisches Weiterarbeiten bevorzugt, die Forderung eines Ausbaues der Theorie unter weitergehender Berücksichtigung der (nicht bloß als Korrektion nachträglich eingeführten) Eigenwiderstände der Schraube mit dem Ziele einer zuverlässigeren Berechnung auch rasch umlaufender Propeller. Dies setzt allerdings die Vornahme von Versuchen mit verschieden geformten, im Wasser rotierenden, zunächst ebenen Einzelflügeln voraus, nicht aber von vollen Kreisscheiben, welche nur einen Wirbel aufrecht erhalten und daher zu kleine Werte ergeben.

H. Lorenz.

[1]) Vergl. Lorenz: Die Aenderung der Leistung von Kolbenmaschinen mit der Umlaufzahl, Z. 1906 S. 1277.

[2]) Derselbe: Vergleichsversuche an Schiffschrauben, Z. 1907 S. 19, und: Die Aenderung der Umlaufzahl und des Wirkungsgrades von Schiffschrauben mit der Fahrgeschwindigkeit, Z. 1907 S. 329.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 21. Mai 1907.

Das 50jährige Stiftungsfest des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines

am 28. Oktober 1906 zu Saarbrücken.

Nach einer Vorfeier im Saalbau zu Saarbrücken am Sonnabend den 27. Oktober 1906 in Form eines Begrüßungsabends mit Kommers, bei dem die Teilnehmer durch den Bürgermeister der Stadt Saarbrücken, Hrn. Feldmann, bewillkommnet wurden, fand am 28. Oktober die Festsitzung an derselben Stelle statt.

Nach einem Orgelvorspiel begrüßte der Vorsitzende des Bezirksvereines, Hr. Pfeiffer, die Erschienenen mit folgender Ansprache:

»Hochgeehrte Festversammlung! Zur heutigen Jubelfeier entbiete ich Ihnen allen ein herzliches Glückauf. Ich danke Ihnen für Ihr zahlreiches Erscheinen, insbesondere den staatlichen und städtischen Behörden, den befreundeten Vereinen und Verbänden.

Verehrte Anwesende! 50 Jahre sind heute verflossen, seit von einigen jungen Ingenieuren der Gedanke gefaßt wurde, einen Verein zur Pflege der technischen Wissenschaften zu gründen, seit im Jahr 1856 zu Alexisbad im Harz der Verein deutscher Ingenieure ins Leben trat. Im gleichen Jahr entstanden noch eine Anzahl Bezirksvereine, die nun mit dem Hauptverein ihr Jubiläum begehen können, und zu diesen gehört als einer der ältesten der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein. Die Leiter des Hauptvereines hatten gar bald erkannt, daß nur durch Gründung von Bezirksvereinen und durch eine richtige Zentralisierung derselben reges Vorwärtsstreben und schnelle Ausbreitung des Vereines gewährleistet sei. In diesem Sinne waren sie unermüdlich tätig, und so erwuchs der Verein deutscher Ingenieure, der nunmehr bald 22000 Mitglieder zählt, über die ganze Welt verbreitet ist und überall dem deutschen Namen Ehre und Anerkennung verschafft. Im äußersten Südwesten Deutschlands steht unser Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein. Er flocht ehedem schon das Band, das den Norden mit dem Süden verknüpfte, und diente auf diese Weise bereits damals dem unbewußten Streben der deutschen Volksstämme nach einer Einigung.

Ein gesteigertes Wachstum der Industrie, des Handels und des Verkehrs ist mit der Entwicklung des Vereines deutscher Ingenieure parallel und Hand in Hand gegangen. Unsern deutschen Fürsten aber ist es zu verdanken, daß sie die im Volke vorhandenen Strömungen richtig erkannt und geleitet, daß sie dem Sehnen der Nation nach einem einigen Deutschen Reiche Befriedigung gebracht haben. Die befreundeten und verbündeten Herrscher Preußens und Bayerns haben allzeit der Kunst, der Wissenschaft und der Industrie das größte Wohlwollen entgegengebracht. Davon legen neuerdings die Ausstellungen von Düsseldorf und Nürnberg, die in der ganzen Welt Bewunderung erregten, beredtes Zeugnis ab. Solange solche Regenten die Hand über uns halten, den Frieden bewahren, solange wird Deutschland in gedeihlichem Wohlstand immer mehr zu einem Mittelpunkt der Kultur werden. Darum wollen wir auch immer fest und treu zu Kaiser und

Reich halten. Die beiden Schirmherren unsrer Heimat, Se. Majestät unser Kaiser und König Wilhem II und seine Kgl. Hoheit Prinzregent Luitpold, sie leben hoch!«

Von den anwesenden Ehrengästen begrüßten nunmehr den Bezirksverein Hr. Regierungspräsident Bake namens der Staatsregierung, Hr. Präsident Schwering im Namen der kgl. Eisenbahndirektion, Hr. Dr. Nef, Bürgermeister von St. Johann, im Auftrage der Städte St. Johann, Saarbrücken und Malstatt-Burbach, Hr. Kommerzienrat Ugé als Vertreter des Gesamtvereines, Hr. Professor Holz im Auftrage der Technischen Hochschule Aachen und zugleich des Aachener Bezirksvereines und verschiedene Vertreter weiterer benachbarter Bezirksvereine, worauf der Vorsitzende den Rednern im Namen des Vereines für die hohe Anerkennung und die freundliche Teilnahme dankte, die der Verein ihren Worten entnehmen dürfe. Er gab sodann den einstimmigen Beschluß der letzten Vereinsversammlung bekannt, demgemäß den beiden noch lebenden Mitbegründern des Bezirksvereines sowie einem der Mitbegründer des Hauptvereines, der dem Bezirksvereine mit warmem Herzen stets nahe gestanden hat, die Ehrenmitgliedschaft des Bezirksvereines verliehen worden war. Es sind dies:

Hr. Zivilingenieur Friedrich Westmeyer in St. Johann (Saar),
» Kommerzienrat J. B. Wolff in Zweibrücken,
» Hofrat Dr. H. Caro in Mannheim.

Hr. Wolff war leider durch Krankheit verhindert[1]), am Feste teilzunehmen, den beiden andern Herren überreichte der Vorsitzende die künstlerisch ausgeführten Ehrendiplome.

Sodann nahm der zweite Vorsitzende des Vereines, Hr. Ackermann, das Wort zum Festvortrag:

Die Entwicklung der Technik in den letzten 50 Jahren, die Bedeutung dieser Entwicklung für den heutigen Kulturzustand unsres Vaterlandes und die Mitarbeit des Vereines deutscher Ingenieure bei diesem Entwicklungsvorgang.

Als am 12. Mai 1856 bei der Feier des zehnjährigen Stiftungsfestes des akademischen Vereines »Hütte« 23 junge Ingenieure auf einer Fahrt nach Alexisbad im Harz beschlossen, einen Verein deutscher Ingenieure zu gründen, ließen sie sich von der Ueberzeugung leiten, daß der an das Königl. Gewerbeinstitut zu Berlin gebundene Verein »Hütte« nicht imstande sei, ein festes Band zwischen den in die Praxis übergegangenen ehemaligen Zöglingen des Gewerbeinstitutes zu bilden und nach außen eine nützliche Wirksamkeit zu entfalten. Diese jungen Männer waren sich dabei sehr wohl der Schwierigkeiten bewußt, denen die Ausführung ihres Planes unter den damaligen politischen und wirtschaftlichen Verhältnissen begegnen mußte; sie hatten aber die feste Zuversicht, daß kühner Wagemut und eine von jugendlicher Begeisterung getragene Hingabe an die beschlossene hohe Aufgabe alle Hindernisse siegreich überwinden würden.

Wie schon einige Jahrzehnte vorher, als sich in den auf die Freiheitskriege folgenden Friedensjahren Handel und Erwerbstätigkeit neu zu beleben anfingen, wirtschaftliche Interessen zur Gründung des deutschen Zollvereines geführt hatten, trotzdem jeder einzelne deutsche Staat eifersüchtig die Wahrung seiner Sonderinteressen betrieb und alles zu vermeiden suchte, was ihn in Abhängigkeit von dem um die Vormacht ringenden Preußen bringen könnte, so hatten auch die Jünger der Technik bei Ausübung ihrer Berufstätigkeit gar bald erkannt, daß ein fester Zusammenschluß aller Standesgenossen und eine einheitliche zielbewußte Förderung der allgemeinen technischen Interessen notwendig sei, wenn der heimische Gewerbfleiß aus ihrer Wirksamkeit Nutzen ziehen solle, und daß ein Verein in den technischen Kreisen aller deutschen Staaten festen Fuß nur dann fassen könne, wenn er von vornherein als ein solcher begründet werde, der innerhalb der deutschen Gaue nicht an Staatengrenzen gebunden sei, der sich stolz als einen Verein deutscher Ingenieure bezeichnen dürfe. Und wie die Erfahrungen, welche die einzelnen deutschen Staaten im Zollverein gemacht hatten, mächtige Förderer der Einheitsbestrebungen wurden, so mußte auch der Zusammenschluß aller Ingenieure Deutschlands ein einflußreicher Anwalt werden für die Wiederaufrichtung des Deutschen Reiches.

Von solchen Gesichtspunkten ließ man sich bei Begründung des Vereines deutscher Ingenieure leiten, als man beschloß:

1) daß der Verein, obgleich es ein geeintes Deutschland noch nicht gab, ein deutscher sein und ganz Deutschland umfassen sollte;

2) daß er die Bildung von Bezirksvereinen anstreben sollte, um sich im einzelnen bei Erledigung der Vereinsaufgaben den Wünschen und Bedürfnissen der verschiedenen Bezirke unsres Vaterlandes besser anpassen zu können, und

3) daß er eine große technische Zeitschrift herausgeben müsse.

Es ist müßig zu untersuchen, wer zuerst den Gedanken der Gründung des Vereines deutscher Ingenieure ausgesprochen hat; soviel aber steht fest, daß Friedrich Euler, der Begründer des Vereines »Hütte«, zum ersten Vorsitzenden des jungen Vereines gewählt wurde, und daß man die Gründung des Vereines erst dann wagte, als Franz Grashof sich bereit fand, die Leitung der Geschäfte zu übernehmen. In den ersten Jahren seines Bestehens lag, abgesehen von der Mitarbeit der im Amte wechselnden Vorstandsmitglieder, die Leitung der Geschäfte des Vereines und zugleich die Redaktion seiner Zeitschrift in der Hand eines einzelnen Mannes, Franz Grashofs, der von vornherein dem Verein den Stempel seines Geistes aufgedrückt und dadurch die glänzende Entwicklung des Vereines ermöglicht hat.

Den Beschluß der Gründungsversammlung, nach einem halben Jahr eine monatlich erscheinende technische Vereinszeitschrift herauszugeben, muß man bei dem Fehlen jeder sicheren finanziellen und geistigen Grundlage als ein kühnes Unternehmen bezeichnen. Grashof erzählte später selbst, wie sich zunächst Redaktion und Verwaltung des Vereines in seinem Privatarbeitzimmer vollzogen, und daß es anfangs keine leichte Aufgabe war, die Spalten der Zeitschrift zu füllen, so daß er, um dem Stoffmangel abzuhelfen, in den ersten vier Jahrgängen der Zeitschrift nicht weniger als 19 Aufsätze selbst verfassen mußte.

Unmittelbar nachdem die Lebensfähigkeit des Hauptvereines erwiesen war, schritt man zur Gründung von Bezirksvereinen. So entstanden noch im Jahr 1856 vier Bezirksvereine: der Niederrheinische, der Aachener, der Berliner und der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein. Am 7. Dezember 1856 berief Friedrich Euler eine Versammlung der technischen Kreise unsres Bezirkes nach Kaiserslautern, in welcher die Bildung des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines beschlossen und Friedrich Euler zum Vorsitzenden gewählt wurde. Die heutige Feier des fünfzigjährigen Bestehen unsres Bezirksvereines sowie die vorangegangenen Festtage, die in Berlin dem Jubiläum des Hauptvereines galten, bilden in unsrer rastlos vorwärts drängenden technischen Entwicklung wohl einen geeigneten Ruhepunkt, von dem aus es sich lohnt, einen kurzen Rückblick auf das letztabgelaufene halbe Jahrhundert zu werfen, die hauptsächlichsten politischen und wirtschaftlichen Ereignisse, die wichtigsten Entdeckungen und Erfindungen, die diesem Zeitraum das kennzeichnende Gepräge gegeben und den beispiellosen wirtschaftlichen Aufschwung unsres Vaterlandes herbeigeführt haben, an unserm geistigen Auge vorüberziehen zu lassen und dabei zu zeigen, worin die Mitarbeit des Vereines deutscher Ingenieure bei diesem Entwicklungsgang bestanden hat.

Um hierbei den richtigen Maßstab für die Bedeutung des kulturellen Fortschrittes in diesem Zeitraum und für den Wert der einzelnen Forschungsergebnisse und Erfindungen zu gewinnen, ist es notwendig, sich in einfachen Umrissen ein Bild von dem Stand der Technik und der ihr dienenden Wissenschaften um die Mitte des verflossenen Jahrhunderts zu machen; sich zu vergegenwärtigen, welche Rolle die Technik im öffentlichen und wirtschaftlichen Leben gespielt hat, als der Verein deutscher Ingenieure in die Erscheinung trat. Nur dann wird man richtig erkennen, daß wir Deutschen alle Ursache haben, stolz zu sein auf die durchgreifende Wirksamkeit der geistigen Kräfte Deutschlands im 19. Jahrhundert und besonders in dessen zweiter Hälfte.

An der Scheidegrenze des Jahrhunderts Schillers hatte Volta eine den Menschen bis dahin unbekannte Naturkraft entdeckt: den elektrischen Strom. Er hatte ihn mit chemischen Mitteln erzeugt, Oersted hatte seine magnetische Kraft entdeckt. Letztere war dann wieder von zwei deutschen Gelehrten, Gauß und Weber, verwertet worden, um den elektrischen Strom zum Nachrichtendienst in die Ferne zu benutzen. Aber erst gegen Ende des dritten Jahrzehntes des verflossenen Jahrhunderts war dem Amerikaner Morse die praktische Tragweite der letzteren Erfindung klar geworden, war die Welttelegraphie geschaffen worden.

Damit verließ die Elektrizität die engen Räume des Laboratoriums und trat einen Siegeslauf durch die ganze Welt an; bis in die entlegensten Winkel des Erdballes drang der ihr als Leiter dienende Draht vor. Diese Nutzanwendung der Elektrizität war die erste, unschätzbare für die Menschheit, die allen andern Verwendungsarten weit vorauseilte. Faraday hatte zwei Jahrzehnte vorher die Gesetze der elek-

[1]) Er ist inzwischen verschieden, s. Z. 1907 S. 603.

trischen Induktion entdeckt, nach denen es gelang, elektrische Ströme durch einfache Bewegung zu erzeugen. Er hatte damit die Brücke gebaut aus dem Reiche der mechanischen Kräfte in das Wunderland der elektrischen Erscheinungen. Die Energiequellen der Natur schienen noch um die Mitte des 19. Jahrhunderts in den Dampf-, Wasser- und Windkraftmaschinen erschöpft zu sein. Während bei den Wasserkraftmaschinen um diese Zeit die theoretischen Grundlagen schon soweit ausgebildet waren, daß man diese Maschinen mit gutem Wirkungsgrade bauen konnte, war die Dampfmaschine in ihrer Konstruktion immer noch auf demselben Grade der Durchbildung stehen geblieben, den ihr schon James Watt gegeben hatte; sie war in der Ausnutzung der Energie des aufgewendeten Brennstoffes im allgemeinen noch äußerst unvollkommen, wenn auch einzelne Fachleute bereits dazu übergegangen waren, durch Verwendung eines höheren Dampfdruckes und durch teilweise Nutzbarmachung der Expansionsarbeit des Dampfes die Wirtschaftlichkeit der Wärmeausnutzung in der Dampfmaschine zu steigern. Wenn trotzdem bis zum Jahr 1855 die Verwendung der Dampfkraft in Deutschland schon so bedeutende Fortschritte gemacht hatte, daß es um dieses Jahr allein in Preußen bereits über 4000 Dampfmaschinen mit einer Gesamtleistung von 162000 PS gab, so ist dieser Umstand der beste Beweis dafür, ein wie großes Bedürfnis im Erwerbsleben nach einer solchen Kraftquelle vorhanden war, die, nicht wie die Wasser- und Windkraftmaschinen an örtliche und klimatische Verhältnisse gebunden, sich überall schaffen ließ, wo nur die Verkehrsverhältnisse die Zufuhr von Brennstoffen gestatteten. Erst die Einführung der Dampfkraft ermöglichte die Freizügigkeit der Erwerbtätigkeit. Die Windkraftmaschinen traten damals schon in den Hintergrund gegenüber den Wasserkraft- und Dampfmaschinen.

Die größte Forschungstat des verflossenen Jahrhunderts, die Entdeckung des Energiegesetzes durch Robert Mayer, fällt in das vierte Jahrzehnt. Mit ihr war dem Ingenieur das Fundament geliefert, auf dem er seine Wissenschaft sicher gründen konnte. Es ist wichtig, hervorzuheben, daß nicht einem Zunftgelehrten diese neue Naturerkenntnis von dem harmonischen Zusammenwirken aller Kräfte der Natur sich enthüllte, daß vielmehr aus der praktischen Tätigkeit und den dabei gemachten Beobachtungen und Erfahrungen dem Arzt und Naturforscher Robert Mayer das Gesetz von der Erhaltung der Energie klar entgegensprang, durch welches das wissenschaftliche Denken der Menschheit in ganz neue Bahnen gelenkt wurde.

Während sich in England infolge der Erfindung der Spinnmaschine und des Kraftwebstuhles sowie infolge der Einführung der Dampfkraft im Gewerbe und Verkehrswesen zu Wasser schon zu Ende des 18. Jahrhunderts der Uebergang von der Hausindustrie zum Großbetrieb vorbereitet hatte, waren in Deutschland im Anfang der fünfziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts höchstens die Anfänge einer Eisen- und Textilindustrie vorhanden. Die Londoner Ausstellung des Jahres 1851 hatte gezeigt, daß Deutschland in der Eisen- und Textilindustrie noch keine Rolle auf dem Weltmarkte zu spielen imstande war, und daß es neben den Erzeugnissen dieser Industriezweige nur einige dem Umfange nach wenig ansehnliche Sonderheiten von internationaler Bedeutung lieferte. Im allgemeinen waren um diese Zeit die deutschen Lande noch Stätten der einfachsten Hausindustrie und des auf die örtliche Nachfrage beschränkten Kleinbetriebes. Im Maschinenbau war es damals in Deutschland noch nicht viel besser bestellt. In den Maschinenfabriken herrschte im ersten Viertel des 19. Jahrhunderts noch ausschließlich die Handarbeit; die Drechslerbank und der Drillbohrer waren alles, was dem Mechaniker an Werkzeugmaschinen zur Verfügung stand. Mit diesen einfachsten Hülfsmitteln konnten die Textilmaschinen und Dampfmotoren nicht mit der nötigen Genauigkeit ausgeführt werden, da die menschliche Hand den Maschinenteilen nicht die erforderliche streng geometrische Form zu geben imstande war.

In diesem Zwiespalt schuf die im Jahr 1810 gemachte Erfindung des Supports bei der Drehbank durch Maudslay[1]) Abhülfe. Als dann bald darauf dieser Support selbsttätig gemacht und in abgeänderter Form auf andre Arbeitsmaschinen übertragen worden war, konnte er nicht nur ein besonderes Werkzeug, sondern sogar die menschliche Hand ersetzen. Jetzt erst war es gelungen, die geometrische Form der Maschinenteile mit dem Grade von Leichtigkeit, Genauigkeit und Raschheit herzustellen, wie ihn der Maschinenbau verlangte und wie es der Hand des Arbeiters niemals möglich war. Erst als nunmehr die Arbeitsmaschine durch die Werkzeugmaschine hergestellt werden konnte, erweiterte sich ihr Anwendungsgebiet. Die wesentlich geringeren Herstellungskosten bei Maschinenarbeit gegenüber der früheren Ausführungsweise durch künstlerisch geschulte Handwerker gestatteten, den Preis der Erzeugnisse erheblich unter das durch die Handarbeit bedingte Maß sinken zu lassen, und damit waren der Einführung der Arbeitsmaschine in Deutschland im zweiten Viertel des verflossenen Jahrhunderts die Wege geebnet.

Die Einführung und Verbesserung der Dampfmaschine, die Ausbreitung des Eisenbahnnetzes sowie die steigende Benutzung von Arbeitsmaschinen in der Textilindustrie und in den Maschinenbauwerkstätten veranlaßte eine gesteigerte Nachfrage nach Eisen. Die immer knapper werdende Holzkohle reichte zur vermehrten Roheisenerzeugung nicht mehr aus; man war daher zu Anfang des 19. Jahrhunderts auch in Deutschland gezwungen, zur Verwendung von Koks im Hochofenbetrieb überzugehen, die 1788 in England zum erstenmal gelungen war. Mit der Benutzung von Koks zur Roheisenerzeugung begann die Zusammenlegung der Hochofenwerke zu größeren Betrieben in der Nähe der Kohlen- und Erzfundstätten. Die gesteigerten Anforderungen, die infolge der ausgedehnten Verwendung im Maschinenbau allmählich an die Güte des Eisens gestellt wurden, zwangen zur Erfindung neuer Arbeitsverfahren, welche die Herstellung von Eisen und Stahl zu billigem Preis und in möglichst gleichmäßiger Beschaffenheit gestatteten. Die Erfindung des Puddelverfahrens war in dieser Hinsicht ein gewaltiger Fortschritt. Wenn trotzdem die Roheisenerzeugung Deutschlands um die Mitte des verflossenen Jahrhunderts noch gering war, so hatte dies seinen Grund darin, daß infolge der durch die Verwendung von Koks im Hochofen notwendig gewordenen Zusammenlegung der Hochofenwerke bei der damaligen Entwicklung des Verkehrswesens die Kosten des Rohstoffbezuges zu hoch wurden. Erst mit der Erweiterung des Eisenbahnnetzes zu geschlossenen Linien vom Jahr 1850 ab war ein Aufschwung der deutschen Eisenhütten möglich. Durch die Fertigstellung der Eisenbahnlinie Ludwigshafen-Paris und durch die dadurch bedingte billigere Zufuhr von Eisenerzen setzte um dieselbe Zeit auch der Aufschwung des Eisenhüttenwesens im Saarbezirk ein. Dazu kam, daß die Erschwerung der Roheiseneinfuhr aus Belgien durch den Zollverein und die Preisvergünstigungen auf Kohlen, ein altes Vorrecht aus den Zeiten der Fürsten von Nassau-Saarbrücken, den Eisenhütten besondere Vorteile gewährten. Mit dem Puddelverfahren waren in den vierziger Jahren auch der Dampfhammer und die durch mechanische Kraft angetriebene Walzenstraße in Deutschland eingeführt worden. Im Gründungsjahre des Vereines hatte der Engländer Bessemer seine bahnbrechende Erfindung der Erzeugung schmiedbaren Eisens durch Hindurchblasen atmosphärischer Luft durch flüssiges Roheisen gemacht, und es schien, als ob dieses Verfahren alle andern Erzeugungsweisen für schmiedbares Eisen rasch verdrängen werde, da es eine bedeutende Ermäßigung der Herstellungskosten und eine ungeahnte Erhöhung der Erzeugung versprach. Da aber der Phosphorgehalt des Roheisens bei dem Vorgang in der Bessemerbirne vollständig unberührt blieb, konnte das Verfahren auf das meiste deutsche, aus phosphorhaltigen Erzen erblasene Roheisen keine Anwendung finden; das Bessemerverfahren mußte auf diejenigen deutschen Bezirke beschränkt bleiben, die infolge ihrer geographischen Lage phosphorarmes ausländisches Roheisen oder phosphorarme ausländische Erze beziehen konnten. Die Roheisenerzeugung Deutschlands betrug 1850 nur 200000 t, also kaum mehr als die Hälfte des heutigen Roheisenverbrauches einer jeden der großen Saarhütten. Der Kohlenbergbau Deutschlands war um die Mitte des verflossenen Jahrhunderts noch von geringer Bedeutung wegen des Fehlens jeglicher Großindustrie und der noch geringen Entwicklung des Verkehrswesens. Die gesamte Kohlenförderung der deutschen Staaten betrug um diese Zeit jährlich etwa 10 Mill. t; davon entfielen auf die Gruben des Saarbezirkes 600000 t bei einer Belegschaft von 4500 Mann

Das Eisenbahnwesen unsers Vaterlandes befand sich 1855 noch in den ersten Anfängen. Auf die am 7. Dezember 1835 eröffnete erste Linie zwischen Fürth und Nürnberg waren zunächst nur Eisenbahnlinien zwischen den größeren Städten gefolgt, die bei dem Vorherrschen der Hausindustrie den Mittelpunkt der Erwerbtätigkeit und des Handels bildeten. Später waren dann längere Eisenbahnlinien auch zwischen Städten mittlerer Bedeutung entstanden. Infolge der Kleinstaaterei konnte in Deutschland bei Anlegung der ersten Eisenbahnlinien von großen Gesichtspunkten keine Rede sein. Die großen Ströme, welche unser Vaterland in der Richtung von Süden nach Norden durchziehen, bildeten bei Schaffung wichtiger Durchganglinien ein bedeutendes Hindernis; die Ueberbrückung dieser Ströme war für den damaligen Stand der Brückenbautechnik noch ein gewagtes

[1]) Vergl. Z. 1895 S. 1097.

Unternehmen. Bis zum Jahr 1856 war erst eine einzige größere Strombrücke für Eisenbahnzwecke fertig gestellt, die Elbbrücke bei Wittenberge; zwei weitere größere Strombrücken über die Weichsel bei Dirschau und Marienburg gingen ihrer Vollendung entgegen. Eisenbahnlinien zwischen den Hauptfundstätten für Rohstoffe und größere Anlagen für deren Weiterverarbeitung gab es damals noch nicht. Das deutsche Eisenbahnnetz hatte 1856 ungefähr eine Betriebslänge von 9000 km. In unserm Bezirke war 1849 die Pfälzer Ludwigsbahn (Ludwigshafen-Bexbach) eröffnet worden, 1851 die Französische Ostbahn (Paris-Metz-Straßburg mit der Abzweigung Metz-Forbach) und 1852 die kgl. Saarbrücker Linie (Forbach-Bexbach). Erst seit 1852 bestand also die erste große Durchganglinie Ludwigshafen-Paris, die für die Entwicklung des Erwerblebens in unsrer Gegend von größtem Einfluß war.

In politischer Hinsicht war unser Vaterland damals noch kein guter Nährboden für die aufkeimende Technik und die zarte Pflanze der Industrie.

Dies waren die Grundlagen, auf denen zur Zeit der Gründung des Vereines deutscher Ingenieure die Technik weiter bauen konnte, auf denen bis zur Wiederaufrichtung des Deutschen Reiches der Bau nur geringe Fortschritte machte, die aber solide genug waren, um einen mit bewunderungswürdiger Schnelligkeit sich vollziehenden Ausbau zu gestatten, sobald die Lebensbedingungen für die Entwicklung der Technik gegeben waren und in der gewerblichen Tätigkeit der Uebergang von der Hausindustrie zum Großbetrieb sich vollziehen konnte. Es muß als ein Glück für Deutschlands Technik betrachtet werden, daß die führenden Männer des Jahrzehntes, in welchem der Verein deutscher Ingenieure erstand, richtig erkannten, daß zunächst durch Vertiefung in den Naturwissenschaften und der Mathematik eine sichere Grundlage geschaffen werden mußte, wenn die Technik eine stetig fortschreitende, ruhmvolle Entwicklung nehmen sollte. So richteten diese Männer zunächst ihr Augenmerk auf die Ausgestaltung der vorhandenen technischen Schulen zu Hochschulen und auf die Gründung neuer höherer Bildungsanstalten, wo sich ein Bedürfnis dafür herausstellte. Unter Grashofs bewährter Führung wirkte der Verein deutscher Ingenieure an der Lösung dieser wichtigsten Aufgabe von vornherein mit größtem Eifer mit, und mancher schöne Erfolg war seiner Anregung zu danken. Wenn man heute von einer deutschen technischen Wissenschaft reden darf, wenn die Bedeutung unsrer Ingenieurkunst in ihrer wissenschaftlichen Vertiefung von allen Nationen erkannt wird, so darf der Verein deutscher Ingenieure einen Teil dieses Erfolges auch auf seine Arbeit zurückführen. Die 50 Jahrgänge unsrer Vereinszeitschrift sind der beste Beweis für das stete Bemühen unsres Vereines, den wissenschaftlichen Anforderungen des Ingenieurwesens die nötigen theoretischen Unterlagen zu beschaffen. Der Umstand, daß unser Verein von vornherein zu seinem geistigen Leiter einen Mann der Wissenschaft, unsern unvergeßlichen Grashof, erkor, und daß dieser treffliche Mann in seltener Treue und Selbstlosigkeit 34 Jahre lang seines Amtes in unserm Vereine waltete und die Linie genau vorzeichnete, auf der nach ihm die Weiterentwicklung des Vereines erfolgen sollte, ist unzweifelhaft von hoher Bedeutung gewesen für den Einfluß, den der Verein deutscher Ingenieure heute in allen technischen Fragen ausübt. Das Gedächtnis Grashofs, dieses großen und guten Mannes, wird unauslöschlich in unsern Herzen weiterleben.

Wenn wir nun den Ursachen nachforschen, welche den beispiellosen wirtschaftlichen Aufschwung Deutschlands während der letztverflossenen 50 Jahre veranlaßt haben, wenn wir nach den Triebkräften suchen, die während dieses Zeitraumes die Entwicklung der Technik in unserm Vaterland in einer Weise beschleunigt haben, daß die jetzigen Leistungen unsres Gewerbfleißes die Anerkennung der ganzen Welt finden, so sind es vor allem zwei Ereignisse: die Wiederaufrichtung des Deutschen Reiches, seine rasche innere Erstarkung, und im Zusammenhang damit die Hebung des Nationalbewußtseins unsres Volkes und das Wiederaufleben des deutschen Unternehmungsgeistes. Dieser Unternehmungsgeist hatte zu Zeiten der Hansa schon einmal herrliche Blüten getrieben und dem Vaterlande reichen Segen gebracht; er war aber nach dem dreißigjährigen Kriege, in den Zeiten der politischen Ohnmacht Deutschlands, wieder schlafen gegangen, und es bedurfte der Schaffung einer neuen Reichsherrlichkeit, um dieses Dornröschen aus seinem hoffnungsvollen traumreichen Schlummer wieder zu erwecken. Erst mit dem Wiederzusammenschluß der deutschen Stämme zum neuen Deutschen Reich waren dem Unternehmungsgeist, der deutschen Schaffenskraft und der deutschen wissenschaftlichen Gründlichkeit wieder die Bahnen freigegeben, auf denen diese Triebkräfte unsre Technik in wenigen Jahrzehnten an die erste Stelle führen konnten. Die Zuversicht, unter dem mächtigen Schutze des Deutschen Reiches und den Segnungen des Friedens einer langen Zeit ungestörter Erwerbtätigkeit sich erfreuen zu dürfen, veranlaßte das Kapital, sich mehr der Industrie zuzuwenden, in der Erwartung, dort reicheren Gewinn zu finden, als ihn die andern Möglichkeiten der Kapitalanlage zu bieten vermochten.

Als weitere mächtige Ursache des wirtschaftlichen Aufschwunges unsres Vaterlandes darf unser gutes staatliches Erziehungswesen nicht vergessen werden, das alle Volksschichten Deutschlands durch die gründliche Bildung und Schulung der Geisteskräfte und der sittlichen Anschauungen zu einem unausgesetzten Streben nach geistiger Vervollkommnung, zu einem steten Bemühen um Hebung der gesellschaftlichen Stellung und um Verbesserung der Lebenshaltung befähigte. Diesem den Geisteskräften unsres Volkes entsprungenen Streben wurde aber erst durch die Fortschritte der Technik und die Entwicklung der Industrie ein erfolgreiches Arbeitsfeld geschaffen.

Mit der Entwicklung unsrer Industrie im allgemeinen und mit der Steigerung der Anforderungen, die infolge dieser Entwicklung an einzelne Zweige der Industrie, namentlich bezüglich der Größe der mechanischen Arbeitsleistungen, in immer höherem Grade gestellt wurden, ging Hand in Hand das Streben, den Arbeiter von der Nutzbarmachung seiner physischen Kräfte im Dienste der Industrie möglichst zu befreien, dafür aber seine geistigen Fähigkeiten mehr in Anspruch zu nehmen. Dieses eifrige Bemühen der Technik, für die mechanischen Arbeitsleistungen an Stelle der teuern Menschenkraft die Naturkräfte heranzuziehen, war die zweite Hauptursache unsres wirtschaftlichen Aufschwunges von 1850 ab. Die Vervollkommnung der Arbeitsmaschine nahm dem Arbeiter immer mehr die körperlich anstrengende mechanische Arbeit ab, hob in vielen Arbeiterklassen sein geistiges Niveau und förderte dadurch sein Wohlbehagen auch außerhalb der Arbeitsstätte. Gerade die Möglichkeit des Aufsteigens der technischen Arbeiter in höhere Gesellschaftstufen, die Möglichkeit einer Verbesserung der Lebenshaltung eines jeden einzelnen ist eine Folge der Entwicklung der Technik, bedingt durch die weitestgehende Arbeitsteilung bei der Maschinenarbeit und durch Unterteilungen aller Art bei der Arbeitsausführung. Indem die Maschine den Arbeiter von der Erlernung großer Handfertigkeit und der Ausübung einer vielseitigen Geschicklichkeit befreite, konnten ihm Arbeiten übertragen werden, die höhere Anforderungen an seine geistigen Kräfte stellten, als es beim Vorwiegen der Handarbeit der Fall war.

Eine der wichtigsten Ursachen des wirtschaftlichen Aufschwunges war das stets genügende Angebot von Arbeitskräften. In dieser Hinsicht ist kaum ein Land so gut bestellt wie Deutschland. Bei einem jährlichen Bevölkerungszuwachs von etwa 1,5 vH waren vor der Entwicklung Deutschlands zum Industriestaat Gewerbfleiß und Landwirtschaft nicht imstande, den ganzen Nachwuchs zu beschäftigen; ein großer Teil mußte Beschäftigung und Lebensunterhalt im Auslande suchen und ging damit dem Vaterlande verloren. So mußten in der ersten Hälfte des verflossenen Jahrhunderts Millionen der besten Söhne des Vaterlandes auswandern; sie wurden in überseeischen Ländern die Hauptstützen der Kultur und des Nationalwohlstandes. Dieses Ueberangebot von Arbeitskräften gestattete unsrer Industrie, bei ihrem Entwicklungsgang eine gewisse Auswahl zu treffen und außerdem die Entwicklung selbst ganz dem wirtschaftlichen Bedürfnis und der jeweiligen Geschäftslage anzupassen. Kein andrer politischer und wirtschaftlicher Vorgang hat die Macht und das Ansehen unsres Vaterlandes mehr gefördert als die fünfzigprozentige Bevölkerungszunahme infolge des Ueberganges Deutschlands aus einem Agrikulturstaat in einen Industriestaat. Der Umstand, daß in den letzten Jahren die jährliche Bevölkerungszunahme von 900000 Menschen sogar die Nachfrage unsrer Industrie nach Arbeitskräften nicht mehr decken konnte, ist der beste Maßstab für die Steigerung der wirtschaftlichen Kraft unsres Vaterlandes.

Eine weitere Hauptgrundlage unsrer Industrie, einen wesentlichen Förderer des wirtschaftlichen Aufschwunges bildet der Mineralreichtum Deutschlands, insbesondere aber das ausgedehnte mächtige Vorkommen von Steinkohlen und Braunkohlen, und die Verteilung des Steinkohlenvorkommens auf 3 ziemlich weit auseinander liegende Bezirke. Da die Kohle für Industrie und Verkehrswesen das wichtigste Betriebsmittel ist, so hängen Produktivkraft und Wettbewerbfähigkeit eines Landes mit fortschreitender Technik hauptsächlich von seinem Kohlenreichtum ab. Entsprechend seiner Wichtigkeit für das gesamte Erwerbleben hat sich der Kohlenbergbau in Deutschland während der letzten fünfzig Jahre mächtig entwickelt; es ist ihm bis in die letzten Jahre immer gelungen, mit dem steigenden Bedarf gleichen Schritt zu halten und durch Ver-



besserung der Güte der Kohlen infolge sachgemäßer Aufbereitung sowie durch eine besondere Behandlung und Formgebung zum Zwecke der Erhöhung der Versandfähigkeit und der Lagerbeständigkeit das Absatzgebiet dieses Naturerzeugnisses fortgesetzt zu vergrößern. Aus einer Förderung von 6,5 Mill. t Stein- und Braunkohlen im Jahr 1850 ist im Deutschen Reich bis zum Jahr 1905 allein eine Steinkohlenförderung von 121,3 Mill. t im Werte von 1050 Mill. ℳ geworden; die Braunkohlenförderung ist in den letzten zwanzig Jahren um 242 vH gestiegen und erreichte im Jahr 1905 eine Höhe von 52,5 Mill. t. Im Ruhrbezirk wurden im Jahr 1850 durch eine Belegschaft von 12700 Mann 1666000 t Steinkohlen im Werte von 10385000 ℳ gefördert; im Saarbezirk betrug die Kohlenförderung 1850 erst 593800 t bei einer Belegschaft von 4580 Mann. Im Jahr 1905 war die Kohlenförderung der kgl Saargruben auf 10637500 t gestiegen und dabei die Belegschaft auf 47709 Mann angewachsen. Von dem Gesamtwert der deutschen Bergwerkerzeugnisse entfielen im Jahr 1905 74,1 vH auf Steinkohle, 8,5 vH auf Braunkohle, 5,8 vH auf Eisenerz und 4,7 vH auf Kalisalze. Die Eisenerzförderung des Deutschen Reiches einschließlich Luxemburgs betrug 1905 23,5 Mill. t; hiervon entfielen 51 vH auf Lothringen, 28 vH auf Luxemburg und nur 17,6 vH auf Preußen. Die Gesamtzahl der in deutschen Bergwerkbetrieben beschäftigten Arbeiter betrug im Jahre 1904 653230 Mann. Mit dem Uebergang von der Holzkohle zum Koks im Hochofenbetrieb war der Steinkohle eine gewaltige neue Absatzquelle erschlossen, die in den letzten zwei Jahrzehnten um so höhere Bedeutung erlangt hat, als es gelungen ist, bei der Kokserzeugung eine Reihe wichtiger Nebenerzeugnisse zu gewinnen, deren Wert heute bei den Gestehungskosten schon wesentlich ins Gewicht fällt

Von größter Bedeutung für den Entwicklungsgang der Technik und Industrie während der letzten 50 Jahre waren die regen Wechselbeziehungen zwischen Wissenschaft und Erwerbtätigkeit. Dankte England in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts seine wirtschaftliche Uebermacht der Spindel und der Kohle, so war in Deutschland während der zweiten Hälfte dieses Jahrhunderts der Forschungs- und Entdeckungsgeist die belebende Kraft, die den wirtschaftlichen Aufschwung beschleunigte. Die steigende Nachfrage nach Kraft- und Arbeitsmaschinen, die steigenden Anforderungen an deren Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit, das Streben nach Vervollkommnung und Vereinfachung der metallurgischen Vorgänge des Hüttenbetriebes und noch viele andre Fragen der Technik regten die wissenschaftliche Forschung mächtig an; diese machte dann wieder die Ergebnisse ihrer Arbeit für die Verbesserung der verschiedenen technischen Verfahren nutzbar oder lieferte dem konstruierenden Ingenieur die für seine Berechnungen nötigen physikalischen oder mathematischen Unterlagen. In hervorragender Weise trat der Nutzen dieser Wechselwirkung zwischen wissenschaftlicher Forschung und praktischer Erwerbtätigkeit bei der Entwicklung unsrer chemischen Großindustrie sowie bei dem jüngsten Industriezweig, dem elektrotechnischen Großbetriebe, in die Erscheinung. Die Wissenschaft, die bis in die erste Hälfte des 19. Jahrhunderts Selbstzweck war, wurde gezwungen, sich in den Dienst der schaffenden Menschheit zu stellen. Mathematik, Physik und Chemie mußten dem Maschinenbau hülfreich beistehen und die Prüfung der Ausführbarkeit der gestellten Probleme unterstützen. Dieses Zusammenarbeiten war nur eine Folge der gründlichen wissenschaftlichen Ausbildung, die unsre Ingenieure auf den technischen Hochschulen erhielten, wodurch sie selbst zu Forschungsarbeiten befähigt und zur Würdigung der Leistungen andrer auf wissenschaftlichem Gebiete geneigt gemacht wurden.

Eine weitere Ursache für das Aufblühen unsrer Großindustrie war die Zollpolitik des Deutschen Reiches, die den Schutz der nationalen Arbeit durch Erschwerung des ausländischen Wettbewerbes auf dem heimischen Markt und durch Förderung und Vermehrung der Ausfuhrgelegenheiten verfolgte. Der rechtzeitige Uebergang zu einem gemäßigten Schutzzoll wird immer eine der wirkungsvollsten Großtaten des Fürsten Bismarck bleiben. Der Abschluß langfristiger Handelsverträge verschaffte der Großindustrie diejenige Sicherung ihres Absatzes, deren sie bei der Errichtung umfangreicher und kostspieliger Neuanlagen unbedingt bedurfte.

Mit der Entwicklung der Technik und der wachsenden Erkenntnis des wirtschaftlichen Wertes der geistigen Arbeitsleistung unsrer Ingenieure trat bald die Notwendigkeit eines Schutzes des geistigen Eigentumes hervor. Schon im Jahr 1858 war aus dem Verein deutscher Ingenieure heraus die Anregung zu einem Patentgesetz gegeben worden. Ein von unserm Verein eingesetzter Ausschuß studierte die einschlägigen Verhältnisse und stellte einen Entwurf zu einem Patentgesetz auf. Diese Arbeiten wurden nach Gründung eines internationalen Vereines für den gewerblichen Rechtsschutz von dem 1873 errichteten deutschen Patentschutzverein, der unter der Führung hervorragender Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure stand, weiter fortgeführt und fanden ihre Krönung im deutschen Patentgesetz vom 25. Mai 1877, dessen Wirksamkeit von größter Bedeutung für die Regsamkeit der Geisteskräfte unsres Volkes wurde, zum Segen seiner Erwerbtätigkeit, zum Segen seines Wohlstandes.

Schließlich darf als wichtige Triebkraft des wirtschaftlichen Aufschwunges unsres Vaterlandes die mit der vermehrten Erwerbtätigkeit zusammenhängende steigende Vermögens- und Kapitalbildung nicht unerwähnt bleiben. Sie wurde veranlaßt durch das steigende Einkommen des einzelnen, durch den Geldzufluß aus dem Ausland infolge der gesteigerten Ausfuhr von wertvollen Fertigerzeugnissen, durch die Erträgnisse eines ausgedehnten überseeischen Handels mit den Erzeugnissen der ganzen Welt, durch die Zinsen des in ausländischen Unternehmungen angelegten Kapitals usw.

Wenn uns noch heute aus den grauen Anfängen der Kulturgeschichte die Sage von der Titanenarbeit des Prometheus entgegenklingt, der die sterblichen Menschen dadurch vor dem Untergang schützte, daß er sie den Gebrauch des Feuers lehrte, so wird dadurch der Bedeutung Ausdruck gegeben, welche die Brennstoffe schon zu einer Zeit hatten, als sie den Menschen nur Wärme und Licht zu spenden hatten. Nachdem nun aber seit eineinhalb Jahrhunderten die Brennstoffe in einen neuen Dienst für die Menschheit dadurch gestellt worden sind, daß sie auch die gewaltige Summe mechanischer Arbeit zu leisten haben, deren der heutige Kulturzustand der meisten Völker bedarf, ist ihre Bedeutung für die Menschheit ins Ungemessene gestiegen. Es war daher natürlich, daß in dem Maße, wie die Verwendung der Brennstoffe durch die Menschheit allgemeiner wurde und im einzelnen in immer größerem Umfang erfolgte, sich allmählich die Erkenntnis durchrang, daß die Menschen sich dieser Naturschätze nicht willkürlich bedienen dürfen, daß sie vielmehr die Pflicht haben, sie sich mit möglichster Wirtschaftlichkeit nutzbar zu machen. Die Energiequelle, welche die in unsern Kohlenlagern aufgespeicherte Sonnenwärme darstellt, ist nicht unbeschränkt. Die auf dem Gesetz von der Erhaltung der Energie aufgebaute mechanische Wärmetheorie lehrte die Ingenieure bald, wie schlecht die den Brennstoffen innewohnende Wärme in der damaligen Dampfmaschine ausgenutzt wurde, daß noch nicht $^1/_{10}$ der im Brennstoff aufgespeicherten Wärme in der effektiven Arbeitsleistung der Dampfmaschine nutzbar wurde. Es war daher erklärlich, daß mit dem Aufblühen der technischen Wissenschaften die Ingenieure bestrebt waren, die Dampfmaschine in erster Linie in dieser Hinsicht zu verbessern. Die Nutzbarmachung der Expansionsarbeit des Dampfes unter gleichzeitiger Erhöhung des Dampfdruckes bot dazu das einfachste Mittel. Mit der fortgesetzten Steigerung des Dampfdruckes war man dann gezwungen, die Expansionsarbeit auf mehrere Dampfzylinder zu verteilen — es entstanden die Zwei- und Dreifach-Expansionsmaschinen — ferner zur Verminderung der Kondensationsverluste in den Arbeitzylindern Dampfmäntel zu verwenden und schließlich eine Dampfüberhitzung vorzunehmen.

Durch richtige Anordnung und Abmessung aller einzelnen Teile der Arbeitzylinder der Dampfmaschine und durch die Ausbildung der Steuerungen und Regelvorrichtungen zu Mechanismen, die ihren Dienst mit größter Genauigkeit versehen, war man schließlich am Ende des verflossenen Jahrhunderts dahin gelangt, daß man bei großen Dampfanlagen durch die Kolbendampfmaschine 15 vH der in der Kohle enthaltenen Wärme in mechanische Arbeit umsetzen konnte. Dies war immerhin schon ein bedeutender Fortschritt; er war aber an einen gewissen Umfang der ganzen Anlage gebunden und außerdem abhängig von einer tadellosen Werkstattausführung aller Einzelteile der Maschine. Trotzdem hat die Kolbendampfmaschine dem Erwerbleben und dem Verkehrswesen im verflossenen Jahrhundert unschätzbare Dienste geleistet und wird auch wegen ihrer vielen guten Eigenschaften niemals von ihren neuesten Wettbewerbern verdrängt werden können. Die Bedeutung der Dampfkraft im Dienste der Industrie und des Verkehrs erkennt man am besten, wenn man sich vergegenwärtigt, daß schon im Jahr 1899 auf dem Gebiete der Gütererzeugung in Preußen die Leistung der feststehenden Dampfmaschinen 3,1 Mill. PS, diejenige der beweglichen Dampfmaschinen 0,2 Mill. PS betrug, und daß gegenwärtig im gesamten Verkehrswesen des Deutschen Reiches die Leistung der Lokomotiven und Schiffsmaschinen nicht viel weniger als 9 Mill. PS betragen dürfte.

Mit der Ausbildung der Kolbendampfmaschine, der Wasserräder und die Windmotoren waren aber die Energiequellen noch nicht erschöpft, die der menschlichen Arbeit Betriebskraft liefern können. Es gelang dem Scharfsinn zweier deutscher Ingenieure: Otto und Siemens, zwei neue Energiequellen von unbegrenzter Mächtigkeit dienstpflichtig zu machen: die unter Explosionserscheinungen verbrennenden Gase und die elektrische Maschine.

Wohl schien es eine übermenschliche Aufgabe, das Flammenmeer explodierender Gase in geregelte Bahnen zu lenken und so in den Frondienst der Arbeit zu zwingen. Und doch ist diese Aufgabe heute glänzend gelöst und lohnt die zu ihrer Durchführung aufgewendete Mühe und geistige Arbeit mit reichem Gewinn. Waren bei der Kolbendampfmaschine infolge höchster Vervollkommnung allmählich bis zu 15 vH der im Brennstoff vorhandenen Wärme in effektive mechanische Arbeit umgesetzt worden, so ließen sich bei der unmittelbaren Verbrennung gasförmiger Brennstoffe im Arbeitzylinder der Gasmaschine bis zu 30 vH der durch den Brennstoff zugeführten Wärme als mechanische Nutzarbeit wiedergewinnen. Insofern stellt also die Gasmaschine einen gewaltigen Fortschritt im Bau von Wärmekraftmaschinen dar. Bei der bis gegen Schluß des 19. Jahrhunderts ausschließlichen Verwendung von Leuchtgas zum Betrieb von Gasmaschinen konnten diese nur Eingang in der Kleinindustrie finden. Aber selbst als Kleinmotor hat die Gasmaschine dem Gewerbfleiß unschätzbare Dienste geleistet. 1895 waren im Deutschen Reich 15644 Klein-Gasmotoren mit 53800 PS in Betrieb. Erst als sich die Ingenieure überzeugt hatten, daß das wenig heizkräftige Gichtgas der Hochöfen auch in Gasmaschinen als Kraftgas Verwendung finden könne, und als es gelungen war, das Gichtgas von den mitgeführten großen Staubmengen soweit zu reinigen, daß ein Verschmutzen der Arbeitzylinder der Gasmaschine nicht mehr zu befürchten war, ging ein beispielloses Streben durch alle technischen Kreise, die wirtschaftlichen Vorteile der Gasmaschine nunmehr auch im Großbetriebe nutzbar zu machen und die gewaltige Kraftquelle, die in den Gichtgasen der Hochöfen zur Verfügung steht, den Hüttenwerken und der gesamten Industrie dienstbar zu machen. Was unsre Maschinenindustrie im Bau von Großgasmaschinen in wenigen Jahren geleistet hat, übertrifft bei weitem alle Fortschritte des Maschinenbaues früherer Zeiten. Wenn man bedenkt, daß es Jahrzehnte erfordert hatte, bis man die Arbeitsleistung eines Zylinders bei den Gasmaschinen bis auf 100 PSzu steigern wagte, und daß man schon wenige Jahre später Arbeitsleistungen von 1000 PS in einem Arbeitzylinder anstandslos bei der Großgasmaschine ermöglichen konnte, so ist dadurch der gewaltige Fortschritt zur Genüge gekennzeichnet. Gleichzeitig mit dem wenig heizkräftigen Gichtgas der Hochöfen steht aber dem Grosgasmaschinenbetrieb noch ein weiteres Gas zur Verfügung, das Koksofengas. Die Fortschritte im Koksofenbau während der letzten Jahrzehnte haben dahin geführt, daß nur ein Teil des bei der Verkokung aus der Kohle entweichenden Gases zur Ofenheizung erforderlich ist, daß unter Umständen fast die gleiche Menge Gas für Kraftzwecke übrig bleibt. Bei der heutigen Entwicklung der Koksindustrie bildet auch das überschüssige Koksofengas eine Kraftquelle von gewaltigem Umfange. Die Bestrebungen, feste Brennstoffe unmittelbar in Kraftgas umzuwandeln, haben bis heute dahin geführt, daß man nicht nur teerfreie Brennstoffe, wie Anthrazit und Koks, sondern auch schwach bituminöse Steinkohle und Braunkohle in geeigneten Generatoren in ein brauchbares Kraftgas überzuführen versteht. Da der Vergasungsvorgang im Generator einen so guten Nutzeffekt hat, daß 22½ vH der Wärme des im Generator aufgegebenen Brennstoffes als Nutzarbeit des zugehörigen Gasmotors gewonnen werden, so hat sich mit der unmittelbaren Kraftgaserzeugung aus Steinkohle und Braunkohle dem Großgasmotor ein weiteres ausgedehntes Wirkungsgebiet erschlossen, das die Dampfmaschine bis dahin ausschließlich beherrschte.

So kann es nicht wundernehmen, wenn in den letzten 5 bis 6 Jahren die Nachfrage nach Großgasmaschinen seitens der Großindustrie so stürmisch war, daß, obwohl die meisten größeren Fabriken für Dampfmaschinen zum Gasmaschinenbau übergegangen waren, der Bedarf der Industrie an Großgasmaschinen bei weitem nicht gedeckt werden konnte. Gegenwärtig schon sind allein in Deutschland im Hüttenbetrieb und Bergbau 391 Großgasmaschinen mit einer Gesamtleistung von 416000 PS im Betrieb, die nur Gichtgas und Koksofengas verwenden.

Eine noch bessere Wärmeausnutzung als durch die Verwendung gasförmiger Brennstoffe erhielt man in der Gasmaschine bei der unmittelbaren Verbrennung flüssiger Brennstoffe im Arbeitzylinder. Es ist das hohe Verdienst Diesels, zuerst einen Motor für flüssige Brennstoffe konstruiert zu haben, der 33 vH der mit dem flüssigen Brennstoff zugeführten Wärme als Nutzarbeit abgibt. Der Dieselmotor hat in den Ländern mit Petroleumvorkommen bereits eine sehr große Verbreitung gefunden. Als jüngstes Kind der Technik der Wärmekraftmaschine muß noch der Benzin- und Spiritusmotor erwähnt werden, der für den Bau von Kraftfahrzeugen im letzten Jahrzehnt eine Bedeutung erlangt hat, die eine vollständige Umwandlung des Verkehrs auf den öffentlichen Straßen in nahe Aussicht stellt.

Die bedeutendste Erfindung der letzten Zeit war diejenige der elektrischen Maschine, die wir Werner von Siemens verdanken. Auf den Forschungsergebnissen Voltas, Oersteds und Faradays weiterbauend, hat er durch sichere Beherrschung des Energiegesetzes zuerst erreicht, die mechanische Arbeit restlos in die elektrische Form umzuwandeln. Indem Werner von Siemens so die Möglichkeit schuf, beliebig starke elektrische Ströme durch Aufwendung mechanischer Arbeit in der Dynamomaschine zu erzeugen, lieferte er der Welt zugleich eine billige Elektrizitätsquelle. Damit erst war der Elektrizität als Licht- und Kraftspender der Weg in das öffentliche und wirtschaftliche Leben geebnet.

Als dann auf der Ausstellung zu Frankfurt im Jahr 1891 zum erstenmal durch die Kraftübertragung von Lauffen nach Frankfurt der Beweis erbracht worden war, daß der elektrische Strom wie kein andres Mittel geeignet sei, mechanische Arbeit auf große Entfernung mit gutem Nutzeffekt zu übertragen, da waren der Verwendbarkeit der Elektrizität in Gewerbe und Verkehr keine Schranken mehr gezogen. Im Sturme nahm sie ihren Weg über den ganzen Erdball. Ueberall, wohin wir gehen und sehen, stoßen wir 25 Jahre nach Vorführung der ersten elektrischen Eisenbahn auf der Berliner Gewerbeausstellung durch die Firma Siemens & Halske auf Anwendungsgebiete dieser herrlichen Naturkraft. Als Triebkraft der Verkehrsmittel innerhalb der größeren städtischen Gemeinwesen schaltet und waltet der elektrische Strom heute unumschränkt; ganze Gebiete mit dichter Bevölkerung und reger gewerblicher Tätigkeit sind von einem Netz elektrischer Bahnen durchzogen. Dem steigenden Lichtbedürfnis der menschlichen Wohnplätze und Arbeitstätten konnte keine andre Lichtquelle in so vollkommener Form genügen. Dem kleinen Handwerker wurde die Elektrizität eine billige, leicht zu beschaffende Betriebskraft, die ihm gestattete, die Güte seiner Erzeugnisse zu verbessern, seine Arbeitleistung wesentlich zu erhöhen und sich so vor völliger Vernichtung durch die gewerblichen Großbetriebe zu schützen. In den umfangreichen Fabrikanlagen hat sich die Elektrizität schon heute das Gebiet der Zwischentransporte zwischen den einzelnen Arbeitsmaschinen und Werkstätten vollständig erobert. Als Kraftverteilmittel innerhalb der Fabrikanlagen von einer Stelle aus ist sie heute schon unentbehrlich, namentlich wenn größere Entfernungen zwischen Kraftwerk und Verwendungsort liegen. Die gewaltigen Fortschritte, die während des letzten Jahrzehntes im Bau von Kraftmaschinen und in der Nutzbarmachung von Nebenerzeugnissen der Großindustrie zu Kraftzwecken gemacht worden sind, haben die Erzeugungskosten des elektrischen Stromes so wesentlich verringert, daß trotz der unvermeidlichen Energieverluste in der Fernleitung weite Gebiete von einem im Mittelpunkt gelegenen Kraftwerk aus bei gutem wirtschaftlichem Erfolg mit elektrischer Energie versorgt werden können. Weitverzweigte Netze von elektrischen Leitungen durchziehen die Bezirke mit regem Gewerbfleiß und führen wie durch ein Netz von Kanälen dem einzelnen Verbraucher die nötige Betriebskraft zu. Durch die Möglichkeit einer weitgehenden Kraftverteilung mittels elektrischer Energie haben sich der gewerblichen Tätigkeit mächtige Kraftquellen in der Nutzbarmachung der großen Wasserkräfte erschlossen, die in Hochgebirgsländern und den Stromschnellengebieten größerer Ströme zur Verfügung stehen. Der Bau von Talsperren zum Zwecke der Versorgung größerer Gebiete mit Nutz- und Trinkwasser sowie zur Regelung der Wasserführung der Flüsse und zur Verhinderung von Hochwasserschäden hat gleichfalls große Kraftquellen geschaffen. Die Kanalisationen von Flüssen und die Anlagen künstlicher Wasserstraßen sind berufen, in ihren Stauwerken neue Kraftquellen zu liefern, die namentlich der Landwirtschaft die nötige Betriebskraft zur Vervollkommnung ihrer Arbeitsweisen zuführen können. Ein ungeheures Verwendungsgebiet für elektrische Energie ist schon heute die chemische Großindustrie, die von der außerordentlich hohen Temperatur des elektrischen Lichtbogens zu Schmelzzwecken die mannigfachste Verwendung macht und in der Elektrolyse die Trennung flüssiger chemischer Verbindungen in ihre Bestandteile in ausgedehnter Weise ausführt. Ferner sei als großes Verwendungsgebiet elektrischer Energie die Galvanoplastik erwähnt

Wenn man sich klar macht, daß die heutige vollkommenste Dampflokomotive kaum 10 vH der Wärme des in ihr aufgewendeten Brennstoffes als Zugkraft nutzbar macht, und damit die Erzeugungskosten der elektrischen Energie in großen Kraftwerken vergleicht, so braucht man kein Prophet zu sein, um das Verkehrswesen als ein künftiges großes Verwendungsgebiet der Elektrizität zu bezeichnen. Die vor 2 Jahren auf der Militärbahn bei Berlin angestellten Schnellfahrversuche mit elektrischen Wagen haben erwiesen, daß der Elektromotor wie kein andrer für den Schnellbetrieb berufen ist. Die dabei erzielte Fahrgeschwindigkeit von 210 km/st wäre mit der Dampflokomotive nie gewagt, noch weniger aber je erreicht worden.

Die deutsche elektrotechnische Industrie hat sich in kaum mehr als 3 Jahrzehnten mächtig entwickelt; sie ist in wenigen gewaltigen Großbetrieben vereinigt; ihre Erzeugnisse sind in der ganzen Welt als ersten Ranges anerkannt. Der Wert der Gesamterzeugung der elektrotechnischen Industrie Deutschlands, der im Jahr 1891 erst 45 Mill. *M* betrug, ist bis zum Jahr 1898 auf 229 Mill. *M* gestiegen und dürfte für das Jahr 1900 auf 270 Mill. *M* zu schätzen sein. Daß die elektrotechnische Industrie innerhalb eines Zeitraumes von nur 9 Jahren ihre Erzeugung dem Werte nach auf das Sechsfache erhöhen konnte, dürfte in der Wirtschaftsgeschichte ziemlich vereinzelt dastehen. Die Zahl der in diesem Industriezweig beschäftigten Arbeiter ist von 1891 bis 1898 von 15000 auf 54417 gestiegen.

Diesen Anwendungsgebieten der Elektrizität reiht sich würdig das Fernsprechwesen an. Nachdem Philipp Reis zu Frankfurt a. M. 1863 den Weg gezeigt hatte, wie man mittels des elektrischen Stromes Töne auf größere Entfernungen zu übertragen imstande ist, war dem Amerikaner Graham Bell im Jahr 1878 die brauchbare Konstruktion des Telephons gelungen. Kaum drei Jahrzehnte nach seiner Erfindung ist das Telephon ein unentbehrliches Hülfsmittel für Gewerbe, Handel und Verkehr.

Und schließlich am Ende des verflossenen Jahrhunderts streift die Telegraphie die Fessel des Drahtes ab und schwingt sich frei durch die Lüfte. Nachdem der deutsche Physiker Heinrich Hertz 1887 die Entdeckung gemacht hatte, daß die durch die oszillierenden Entladungen eines elektrischen Funkens hervorgebrachten elektrischen Strahlen sich durch den Weltraum nach denselben Gesetzen wie die Lichtstrahlen fortpflanzen, nachdem 1890 Brandly die Erfindung des Kohärers gelungen war, der durch das Auftreffen der Hertzschen Wellen leitend wird, und nachdem 1893 Lodge den elektromagnetischen Hammer hinzugefügt hatte, durch dessen Anschlagen der Kohärer wieder nichtleitend wird, glückte es dem Italiener Marconi 1896 zuerst, einen brauchbaren Funkentelegraphen zu konstruieren. Diese Erfindung ist in wenigen Jahren durch die verschiedensten Physiker und Ingenieure von Ruf so wesentlich verbessert worden, daß sie heute schon eine große Bedeutung im Verkehrswesen zur See besitzt. Gegenwärtig befinden sich an den Meeresküsten bereits mehr als 400 Anlagen für Funkentelegraphie, und mindestens 250 Kauffahrteischiffe sind mit Einrichtungen dafür ausgerüstet. In der Kriegsmarine hat die Funkentelegraphie längst allgemein Eingang gefunden.

Mit der fortschreitenden Verwendung raschlaufender elektrischer Maschinen im Erwerbleben stieg auch die Nachfrage nach raschlaufenden Dampfmaschinen. Da die Kolbendampfmaschine der Forderung raschen Laufes nicht genügen konnte, war man zunächst gezwungen, bei den elektrischen Maschinen die Vorteile des raschen Laufes preiszugeben und ihren Bau den Geschwindigkeitsverhältnissen der Kolbendampfmaschine anzupassen. Die richtige Lösung der unmittelbaren Kupplung von Kraftmaschine und elektrischer Maschine war der Dampfturbine vorbehalten. Wenn auch bei den Dampfturbinen die potentielle Energie des Dampfes zuerst in kinetische oder Strömungsenergie umgewandelt werden muß, bevor sie in der Turbine zur Wirkung gebracht werden kann, so wird doch dieser scheinbare Nachteil mehr als aufgewogen durch die zahlreichen Vorteile, welche die Dampfturbine vor der Kolbendampfmaschine voraus hat. Diese sind: geringerer Eigenwiderstand, viel weiter gehende Expansion des Dampfes bei hoher Luftleere und wesentlich geringere Wärmeverluste durch Kondensation in der Turbine selbst trotz höchster Luftleere im Kondensator. Während vor 10 Jahren die Dampfturbine noch so gut wie unbekannt war, erregte sie vor etwa 5 Jahren die erste Aufmerksamkeit, und erst seit ganz wenigen Jahren wird sie allgemein gewürdigt. Trotzdem kann sie heute schon bei Benutzung von Dampf als die zweckmäßigste Kraftquelle großer Elektrizitätswerke bezeichnet werden.

Es ist eine einzig dastehende Erscheinung in der Geschichte der Technik, daß die Dampfturbine als neue Kraftmaschine von ihren Erfindern nach Ueberwindung unendlicher Schwierigkeiten, nach rastlosen langjährigen Versuchen in so vollkommener Weise durchgebildet worden ist, daß sie sich bei ihrer Einführung in die Erwerbtätigkeit sofort der älteren Schwester, der Kolbendampfmaschine, als ebenbürtig gezeigt hat. Die Erfindung de Lavals und Parsons ist heute bezüglich des Dampfverbrauches bei mittleren Maschineneinheiten der besten Kolbendampfmaschine gleichwertig. Bei ganz großen Ausführungen (bis zu 10000 PS) schlägt aber schon heute die Dampfturbine die Kolbendampfmaschine im Dampfverbrauch, indem sie die Nutzbarmachung von 15,5 vH der im Brennstoff zugeführten Wärme gestattet. Dazu hat die Dampfturbine noch die Vorzüge der größeren Einfachheit, des bequemeren Betriebes, leichterer Wartung, größerer Betriebsbereitschaft, geringeren Oelverbrauches und geringeren Raumbedarfes. Alle diese Vorteile rechtfertigen vollkommen die beispiellos rasche Einführung der Dampfturbine. Wenn schon wenige Jahre nach ihrem Auftreten die Leistung der auf der ganzen Welt in Betrieb befindlichen Parsons-Turbinen 1,5 Mill. PS, der Curtis-Turbinen 1 Mill. PS, der Rateau-Turbinen 70000 PS und der Zoelly-Turbinen etwa 200000 PS beträgt, so ist dies ein Erfolg, wie er zu keiner Zeit auf technischem Gebiet erzielt worden ist. Daß die Dampfturbine auch berufen sein wird, im Schiffbau gewaltige Umwälzungen hervorzubringen, lassen die abgeschlossenen Abnahmeversuche bei Turbinenschiffen als höchst wahrscheinlich erscheinen. Auch zur Nutzbarmachung des Abdampfes von Hochdruck-Kolbendampfmaschinen hat sich die Dampfturbine sehr gut bewährt. Der Betrieb von Unterdruckturbinen durch den Abdampf großer Fördermaschinen und Umkehr-Walzenzugmaschinen unter Zwischenschaltung eines Wärmespeichers ist mehrfach mit bestem Erfolg durchgeführt worden.

In dem Maße, wie der Unternehmungsgeist immer neue Industriezweige in unserm Vaterland entstehen ließ, in dem Maße, wie die Industrie immer höhere Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und Betriebsicherheit der Kraftmaschinen stellte und die Kosten der Betriebskraft sich ins Ungemessene steigerten, ist es der Technik gelungen, die geeigneten Kraftquellen zu schaffen und ihre Wirkungsweise dem steigenden Werte der Betriebsmittel entsprechend zu verbessern. Es ist zu hoffen, daß in diesem wichtigen Zweige der Technik auch noch fernerhin bedeutende Erfolge erzielt werden.

(Schluß folgt.)

Bücherschau.

Transformatoren für Wechselstrom und Drehstrom. Von Gisbert Kapp. 3. Aufl. Berlin 1907, Julius Springer. 326 S. mit 185 Fig. Preis in Leinwand geb. 8 *M*.

Die bewährte Anordnung des Buches, das erst das Allgemeine von Theorie und Praxis in großen Zügen und dann die Einzelheiten ausführlich und eingehend behandelt, ist beibehalten worden und muß anerkannt werden, bis auf einige Stellen, wo es zweifelhaft sein dürfte, ob Neuerungen an der richtigen Stelle eingefügt sind. Die in dem Zeitraum von 7 Jahren, die seit der letzten Auflage vergangen sind, erreichten Fortschritte im Bau von Transformatoren haben eine erhebliche Vermehrung des Umfanges veranlaßt. Hervorgehoben sei die im Zusammenhang mit den Verlusten in Transformatoren vorgenommene Behandlung der sogenannten legierten Bleche, die dank der gemeinsamen Arbeit der Hysteresis-Kommission des Verbandes Deutscher Elektrotechniker, der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt und einiger deutscher Hüttenwerke jetzt mit so guten magnetischen Eigenschaften hergestellt werden, daß bei ihrer Verwendung die Wirbelstromverluste auf die Hälfte, die Hysteresisverluste auf zwei Drittel der Verluste bei gewöhnlichem Dynamoblech herabgedrückt worden sind. Leider sind diese Bleche noch sehr teuer und hinsichtlich ihrer Festigkeitseigenschaften so schlecht, daß sie für Dynamomaschinen noch nicht verwendet werden können. Auch die Fortschritte in der Verwendung besonderer Kühlmittel sind an verschiedenen Stellen des Buches eingehender als früher behandelt. Sodann sei eine neu aufgenommene Formel erwähnt, die zur überschläglichen Berechnung des Eisengewichtes für 1 KW Leistung dient und die Gesamtleistung, Periodenzahl, Bauart und Kühlung berücksichtigt.

In dem Kapitel über Meßverfahren sind jetzt auch die ballistischen Verfahren zur Eisenprüfung und einige neue Verfahren zur unmittelbaren Bestimmung des Hysteresisverlustes bei langsam durchgeführtem Kreislauf aufgenommen. Kapp betont mit Recht, daß für technisch-wissenschaftliche Untersuchungen, wie sie jedem in der Praxis stehenden Ingenieur ab und zu entgegentreten, auch die hoch entwickelten Meßinstrumente für allgemeine Zwecke versagen und daß der Ingenieur in der Lage sein muß, sich die nötigen Einrichtungen auf wissenschaftlicher Grundlage selbst aufzubauen. Das letzte Kapitel, in dem ausgeführte Konstruktionen beschrieben werden, enthält manches aus den in der Elektrotechnik heute schon als Vergangenheit empfundenen Jahren. Eine Umarbeitung für die nächste Auflage würde sich lohnen. K. Meyer.

Praktischer Schiffbau. Von Bohnstedt. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 286 S. mit 246 Fig. und 12 Taf. Preis geb. 9,40 *M*.

Das Werk bildet den vierten Band der von Immerschitt herausgegebenen Sammlung: Grundriß des Maschinenbaues. Es muß anerkannt werden, daß der Verfasser verstanden hat, den vorliegenden Stoff recht klar und übersichtlich zu behandeln, wenn er auch bei manchen Schilderungen etwas zu ausführlich geworden ist, so daß man annehmen könnte, das Werk wäre nur für Laien bestimmt. Als Lehrbuch für Studierende und als Nachschlagebuch für den Techniker, der nicht auf diesem Gebiete bewandert ist, wird das Werk recht willkommen sein. K.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lehrbuch der Differential- und Integralrechnung nebst einer Einführung in andre Teile der Mathematik. Mit besonderer Berücksichtigung der Bedürfnisse der Studierenden der Naturwissenschaften. Von Dr. H. A. Lorentz. Uebersetzt von Dr. G. C. Schmidt. Zweite Auflage. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 562 S. mit 123 Fig. Preis 12 *M*.

Bibliothek der gesamten Technik. 51. Bd.: Der Lehrling im eisen- und metall-technischen Praktikum. Methodisches Lehrbuch für die Werkstattausbildung. Von Gg. Th. Stier. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 202 S. mit 115 Fig. Preis 2,80 *M*.

Handbuch für Eisenbetonbau. Von Dr. F. von Emperger. Dritter Band: Bauausführungen aus dem Ingenieurwesen. 2. Teil: Flüssigkeitsbehälter. Röhrenförmige Leitungen und offene Kanäle, Aquädukte und Kanalbrücken. Bergbau. Tunnelbau, Stadt- und Untergrundbahnen. Bearbeitet von R. Wuczkowski, Fr. Lorey, B. Nast, A. Nowak. Berlin 1907, Wilhelm Ernst & Sohn. 311 S. mit 503 Fig. Preis 15 *M*.

Meyers Kleines Konversations-Lexikon. Bd. 2: »Cambridge« bis »Galizien«. Siebente Auflage. Leipzig und Wien 1907, Bibliographisches Institut. 6 Bände in Halbleder gebunden zu je 12 *M*.

Dieser Band ist der »spezifisch technische«, da er eine sehr große Zahl technischer Beilagen birgt, wie dies die alphabetische Anordnung mit sich bringt. Wir nennen die Tafeln Dampfkessel, Dampfmaschinen (einschl. Dampfturbinen), Dampfschiff, Eisen, Eisenbau, eine auch für den Laien lehrreiche Beilage über Eisenbahnbau und -betrieb, Elektrische Maschinen, Elektrische Bahnen und Elektrisches Licht, Fahrräder (einschl. Motorräder), Fernrohr, Fernsprecher, Chemische Großindustrie, Dach und Dachdeckung, Dreifarbendruck (bunt), Erntemaschinen usw. Daß sich der Vorzug des Werkes, auf naturwissenschaftlichem Gebiet Auserlesenes zu bieten, auch in dieser Auflage bestätigt, zeigte bereits der erste Band. Der zweite Band bringt hierzu u. a. vorzügliche Farbentafeln über Edelsteine, Entwicklungsgeschichte, einfarbige Tafeln über Devonformation, Diluvium, Erzlagerstätten, Erdmagnetismus, Fixsterne, Gebirgsbildungen, Fischerei, Forstbenutzung und viele andre. Sehr interessant sind die Tafeln über Chinesische Kultur, zur deutschen Kunst, zur englischen und französischen Malerei. Die neuesten Forschungen berücksichtigen zahlreiche Karten und statistische Beilagen.

Herders Konversations-Lexikon. Dritte Auflage. 160 Hefte zu 50 Pfg oder 8 Bände zu je 12,50 *M*. Freiburg, Herdersche Verlagsbuchhandlung.

Der jüngst erschienene siebente Band — »Pompejus« bis »Spinner« — umfaßt rd. 1840 Spalten Text, 500 Textfiguren, 9 Karten, 33 Tafeln und 19 Textbeilagen. An besonders bemerkenswerten Abhandlungen sind hervorzuheben: Pressen, Pumpen, Postwesen Regulator, Röntgenstrahlen, Schrift, Schreibmaschine, Spektralanalyse, Schiffbau u. v. a. Die Artikel: Raffael, Rembrand, Rubens, Renaissance, Romanische und römische Kunst geben in Verbindung mit den vielen guten Abbildungen in knapper Form reiche Belehrung.

Für den Herbst d. J. ist die Lieferung des achten Bandes und somit des ganzen Werkes vom Verlag in feste Aussicht gestellt.

Hebe- und Transportmittel in Stahl- und Walzwerksbetrieben. Von Dr.-Ing. G. Stauber. Düsseldorf 1907, August Bagel. 87 S. mit 153 Fig. und 1 Taf. Preis 4 *M*.

Sonderabdruck aus »Stahl und Eisen« 1907 Nr. 28.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Holzbearbeitung. Bethmann, Hugo. Sägegatter und Hülfsmaschinen für Sägewerke. Leipzig 1907. C. Scholtze. Preis 4 *M*.
— Merlot, Jules. Principes de la construction des machines-outils. Paris 1907. Béranger. Preis 32 *M*.
— Nußbaum, H. Chr. Die Bekämpfung der Holzkrankheiten durch Aenderung des Austrocknungsverfahrens von Bau- und Nutzholz im Walde. (Sonderdr.) Freiburg i/B. 1907. Bielefeld. Preis 0,50 *M*.
Ingenieurwesen. Frank, Alfons. Die Maschinenindustrie und ihre Gefährdung durch die Rechtsprechung. Freiburg i/B. 1907. J. Bielefeld. Preis 0,60 *M*.
— Uhlands, Wilh. Heinr., Handbuch für den praktischen Maschinen-Konstrukteur. 2. Aufl. III. Bd. 2. Teil, III. Abt.: Diederich, P., Werkzeugmaschinen. Berlin 1907. W. & S. Loewenthal. Preis 6 *M*.
Landwirtschaftliche Maschinen. Beuret, L., und R. Brunet. Manuel pratique de l'agriculteur. Paris 1907. Mulo. Preis 5 *M*.
Luftschiffahrt. Hildebrandt, A. Die Luftschiffahrt nach ihrer geschichtlichen und gegenwärtigen Entwicklung. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 15 *M*.
Maschinenteile. Vieth, Ad. Skizzieren. Anleitung zum Skizzieren von Maschinen und Maschinenteilen. Bremen 1907. G. Winter. Preis 1 *M*.
Materialkunde. Campbell, H. H. The manufacture and properties of iron and steel. 4. Aufl. London 1907. Engineering and Mining Journal. Preis 23,50 *M*.
— Rzehulka, A. Ueber Metall-Legierungen. [aus Berg- u. hüttenmänn. Rundschau] Kattowitz 1907. Gebr. Böhm. Preis 1 *M*.
— Thallner, Otto. Ueber Einteilung und Namenbezeichnung des Eisens. [aus Berg- und hüttenmänn. Rundschau] Kattowitz 1907. Gebr. Böhm. Preis 1 *M*.
Mechanik. Charbonnier, P. Balistique extérieure rationnelle. (Problème balistique principal) Paris 1907. Doin. Preis 5 *M*.
— Glinzer, E. Kurzes Lehrbuch der Festigkeitslehre für Baugewerkschule und Baupraxis. 3. Aufl. Leipzig 1907. H. A. L. Degener. Preis 4 *M*.
— Lübeck, O. Festigkeitslehre. 8. Aufl. Strelitz 1907. Polytechn. Verlag M. Hittenkofer. Preis 4 *M*.
— Schlink, Wilh. Statik der Raumfachwerke. Leipzig 1907. B. G. Teubner. Preis 9 *M*.
— Undeutsch, H. Zum Gedächtnis an Oberbergrat Prof. Dr. h. c. Julius Ludwig Weisbach anläßlich seiner hundertjährigen Geburtstagsfeier. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 1 *M*.
Meßgeräte und -verfahren. Claus, A., und P. Poinsard. Le compteur d'eau; étude pratique. Paris 1907. Béranger. Preis 6 *M*.
Metallbearbeitung. Belville, Eugène. Les procédés faciles de décoration du métal. Paris 1907. Laurens. Preis 2 *M*.
— Jahrbuch der österreichischen Berg- und Hüttenwerke, Maschinen- und Metallwarenfabriken. Wien 1907. A. Hölder. Preis 6 *M*.
Metallhüttenwesen. Sexton, A. H. Elementary text-book of metallurgy. 4. Aufl. London 1907. Griffin & Co. Preis 7,20 *M*.
Motorwagen und Fahrräder. Bommier, R. Le bréviaire du chauffeur. 2. Aufl. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 6 *M*.
— Buch, Max. Automobil-Getriebe und -Kupplungen. Leipzig 1907. R. C. Schmidt & Co. Preis 2,80 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Lighting of railway premises: indoor and outdoor. Von Fowler. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 865/911* mit 2 Taf.) Tragbares Photometer von Trotter. Beleuchtung von Bahnhöfen, Schuppen und andern Räumen. Untersuchung über die verfügbaren Lichtquellen.

Bergbau.

Some notes on the mechanical equipment of collieries. Von Hann. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 719/50* mit 2 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 10. Nov. 06 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Förderanlage für Spülversatzmaterial auf Zeche Hercules. (Glückauf 10. Aug. 07 S. 1001/04*) Das ankommende Material wird durch einen Wagenkipper mit eigenartiger Verankerung des Wagens in eine Grube geschüttet, von hier wird es durch eine Speisewalze einem Gurtbecherwerk zugeführt und über einen Robins-Gurtförderer zur Verwendungsstelle gebracht. Der Antrieb erfolgt durch Drehstrommotoren. Kostenzusammenstellung für Anlage und Betrieb.

Granite quarrying in Aberdeenshire. Von Simpson. (Engng. 2. Aug. 07 S. 188/90* u. 9. Aug. S. 217/19*) Der in Zeitschriftenschau v. 17. Aug. 07 bereits erwähnte Vortrag behandelt die Lage und die sonstigen Eigenschaften der Granitlager sowie den Vorgang und die Einrichtungen zum Gewinnen des Steines. Steinbohren und Sprengen. Hebezeuge und Winden. Fördereinrichtungen für die gebrochenen Steine: Seilbahnen, Eisenbahnen und Bremsberge. Anlage von Zufahrtstraßen. Steinbrecher. Werkstätten.

Dampfkraftanlagen.

Ueber den Bau der Großwasserraumkessel. Von Hampel. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 07 S. 91/92) Verwendungsgebiet von Großwasserraumkesseln. Einbau von Umlaufeinrichtungen. Betrachtungen über den Tischbein-Kessel. Speisevorrichtungen.

Korrosionen durch kupferhaltiges Speisewasser. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Juli 07 S. 88/89) Bei Vorhandensein von Kupfer im Wasser soll durch Berührung mit den Eisenteilen des Kessels und der Rohrleitungen ein elektrischer Strom entstehen, der das Eisen und die Armaturen angreift. Bericht über Anfressungen von Dampfkesselrohren auf der Dampfjacht »Tarantula« mit Turbinenantrieb.

Gefahren des Dampfkesselbetriebes. Von Hauck. Schluß. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 07 S. 92/94*) Gefahren durch Ausstrahlung des Kesselmauerwerkes. Kohlen- und Aschenförderung. Zugänglichkeit der Armaturen. Verteilung der Ausgänge aus dem Kesselhaus.

Der Einfluß der Kompression auf die Oekonomie der Dampfmaschinen. (Z. Dampfk.-Vers.-Ges. Juli 07 S. 83/84*) Versuche von Boulvin an einem Galloway-Flammrohrkessel mit 30 qm Heizfläche und einer wagerechten Auspuffmaschine von 250 mm Zyl.-Dmr. und 500 mm Hub unter Berücksichtigung der Versuchsergebnisse von Klemperer.

Eisenbahnwesen.

New type of Great Western. Express engine: an evolution. Von Rous-Marten. Schluß. (Engineer 9. Aug. 07 S. 127/28) Bericht über Versuchsfahrten mit den neuen Lokomotiven zwischen Paddington und Bristol und zwischen London und Plymouth. Steigungsverhältnisse und Krümmungen der Strecken. Angaben über die erreichten Geschwindigkeiten.

Railway-motor-car traffic. Von Riches u. Haslam. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 651/718* mit 13 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 8. Sept. 06 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Akkumulatorenbetrieb im Vorortverkehr auf Haupteisenbahnen. Von Zehme. (ETZ 8. Aug. 07 S. 791/95*) Geschwindigkeit und Stromverbrauch eines Wagens der Pfälzischen Eisenbahn. Beschreibung von Wagen verschiedener Bahnen, insbesondere derjenigen für den Mainzer Vorortverkehr. S. a. Z. 1907 S. 1044.

Eisenhüttenwesen.

An example of blast furnace reconstruction. (Iron Age 25. Juli 07 S. 223/26*) Das Hochofenwerk der Richard Heckscher & Son Co. in Swedeland, Pa., das mit zwei Hochöfen von je 600 t Tagesleistung versehen ist, hat neue elektrisch betriebene Schrägaufzüge erhalten. Die Wagen werden in einem Tunnel beladen, dem Koks und Erze aus höherliegenden Behältern selbsttätig zugeführt werden.

Rapid blast furnace foundation work. Von Ripley. (Iron Age 25. Juli 07 S. 234/37*) Die neue Anlage der Jones & Laughlin Steel Co. in Aliguippa Park, Pa., erhält 10 Hochöfen, die auf Blöcken von Beton gegründet werden. Darstellung der Mischvorrichtung und der Behälter zum Befördern und Entleeren des Betons in der Baugrube. Fahrbarer Auslegerkran. Kosten der Gründungsarbeiten.

Die Vorteile einer heizbaren Koksofentür. Von Thau. (Glückauf 10. Aug. 07 S. 998/001*) Die Koksofentür von Beach ist mit einer Ausmauerung versehen, die einen zickzackförmigen Kanal im Innern freiläßt. In diesen wird Gas mit rd. 50 mm Druck durch eine Leitung von 12,5 mm Weite eingeführt. Vorteile der geheizten Koksofentüren.

Zur Frage der Vermeidung von Lunkerbildung. Von Obholzer. Schluß. (Stahl u. Eisen 7. Aug. 07 S. 1155/60*) Ergebnisse der chemischen Analyse von Probestücken aus Blöcken, die unter Verwendung von Lunkerthermit gegossen sind. Einfluß des Thermit auf die Absonderung von Kohlenstoff, Silizium, Mangan, Phosphor Schwefel und Antimon in der Längsachse und dem oberen Teil des Blockes

The manufacture of tin-plates. Von Thomas. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 499/541* mit 2 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 25. Aug. 06 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Berechnung exzentrisch gedrückter Eisenbeton-Querschnitte. Von Bosch. (Deutsche Bauz. 7. Aug. 07 S. 58/60*) Während die Gleichung zur Berechnung von Querschnitten, in denen das Eisen symmetrisch zur Schwerpunktachse verteilt ist, bereits bekannt ist, wird hier die Gleichung dritten Grades für den allgemeinen Fall aufgestellt und ein Beispiel durchgerechnet.

New bascule bridge at Duisbourg. (Engineer 9. Aug. 07 S. 129/30*) Die von der Gesellschaft Harkort und der Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg erbaute Brücke ist 58 m lang und rd. 24 m breit; ihre 16 m weite Mittelöffnung wird von zwei Klapparmen überspannt, die von je zwei 12 pferdigen Elektromotoren der Siemens-Schuckert-Werke angetrieben werden.

Some new bascule bridges. (Eng. News 18. Juli 07 S. 56/57*) Die 42 m weite bewegliche Oeffnung der zweigleisigen Eisenbahnbrücke über den Illinois bei Peoria, Ill. Zweiarmige Scherzer-Klappbrücke von 42,6 m Spannweite für den Straßenverkehr zu Peoria. Einarmige Klappbrücke, Bauart Page, von 45 m Spannweite über den Chicago-Fluß.

Elektrotechnik.

The Caffaro electric power station. (Engng. 9. Aug. 07 S. 201*) Das Kraftwerk enthält drei Peltonräder für 1000 ltr/sk und 246,4 m Gefälle, deren jedes bei 315 Uml./min rd. 2500 PS leistet, sowie zwei 160 pferdige Erregerturbinen. Der mit 9000 bis 10 500 V erzeugte Drehstrom wird in 3 Transformatoren auf 40 000 bis 46 000 V erhöht und 49 km weit nach Brescia fortgeleitet, wo die Spannung wieder auf 3600 V herabgesetzt wird. Außer für Kraft- und Lichtzwecke dient der Strom auch zur Sodaerzeugung nach dem Kellnerschen Verfahren.

Eine Erscheinung an Wechsel- und Drehstromgeneratoren. Von Punga und Heß. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Aug. 07 S. 615/18*) Ursachen für das Auftreten einer Spannung zwischen Welle und Lagerbock bei schnellaufenden Wechsel- und Drehstrommaschinen, die elektrolytische Anfressungen des Lagers zur Folge hat.

Der Einfluß der Zähne und Nuten auf die Wirkungsweise der Dynamoanker. Von Rüdenberg. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Aug. 07 S. 618/23*) Spannungsänderungen in der Ankerwicklung durch das magnetische Verhalten der Zähne und Nuten. Spannungsabfall durch Schwingungen mit und ohne Resonanz und Auftreten von Wirbelströmen.

Erd- und Wasserbau.

Sea defence works at Hornsea. (Engineer 9. Aug. 07 S. 134/36*) Bericht über den Bau einer 216 m langen, bis 7 m tief gegründeten Seemauer aus Beton und dreier Buhnen von 255, 123 und 120 m Länge, die die Bildung eines Strandes begünstigen sollen.

Mechanical canal locks in Canada. Von Francis. (Eng. News 18. Juli 07 S. 61/64*) Kurze Uebersicht über die Schiffshebewerke bei Peterborough und bei Kirkfield und Bericht über den Bauvorgang.

Bauausführung des Gattico-Tunnels im Zuge der Santhià-Borgomanero-Arona-Bahn. Von Crugnola. Schluß. (Schweiz. Bauz. 10. Aug. 07 S. 67/72*) Wagerechter Vortrieb mit Druckluft und Fortführung der Arbeiten mit Senkkasten. Die Gesamtlänge des Tunnels beträgt 3308 m. Hiervon wurden 186,97 m mit 11 Senkkasten und Druckluft, 160,09 m ebenfalls mit Druckluft, aber mit wagerechtem Vortrieb ausgeführt.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Gasindustrie.

Extinction et manutention du coke dans les usines à gaz. Extinction et transport par un courant d'eau. Von Thibeault. (Génie civ. 3. Aug. 07 S. 225/29* mit 1 Taf.) Aeltere Verfahren zur Förderung und zum Kühlen des Koks. Besprengvorrichtungen verschiedener Bauart. Temperley-Verlader für Koks. Becherwerke. Fortschaffen und Kühlen von Koks durch einen Wasserstrom.

Versuche an der Leuchtgas-Fernleitung zwischen Rorschach und St. Gallen. Von Fliegner. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 10. Aug. 07 S. 743/52) Untersuchung der Leitung. Zahlentafeln mit den Versuchsergebnissen. Reibung in der Leitung.

Gießerei.

Die Gießerei für Formmaschinenbetrieb der Aplerbecker Hütte, Brügmann, Weyland & Cie. in Aplerbeck. (Stahl u. Eisen 7. Aug. 07 S. 1149/54*) Die Gießerei liefert Belegplatten jeder Art und Eisenbahnmaterial (Haken, Bremsklötze usw.). Der Sandbedarf bei 20 t Tagesleistung beträgt 100 bis 150 t. Der gebrauchte Sand wird durch Schüttelrinnen und Becherwerke von der Gießerei zur Sandaufbereitung gebracht, dort mit der Hand mit Frischsand, Kohle und Wasser gemischt und durch ein Becherwerk in den Sandvorratturm befördert. Von hier gelangt der neue Sand in Trichterwagen zu den Formmaschinen. Beschreibung des Gießereiraumes und der Putzerei. Betriebsergebnisse.

Hebezeuge.

Comparaison entre les grues hydrauliques et les grues électriques. Von Gasquet. Schluß. (Génie civ. 3. Aug. 07 S. 229/33*) Vergleich zwischen Preßwasser- und elektrischen Kranen. Leichte Beweglichkeit. Genauigkeit der Bewegungen. Das Inbetriebsetzen. Geräusch. Erhaltung. Einfluß der Kälte. Leistungen der Hafenkrane. Anlagekosten. Weitere Krane in Marseille, Amsterdam und Genua.

Hochbau.

A concrete warehouse with concrete doors and water tank. (Eng. News 25. Juli 07 S. 82/84*) Das Gebäude ist 30 × 39 qm groß und völlig ohne Holz gebaut. Der Wasserbehälter von 94 cbm Inhalt, ebenfalls aus Eisenbeton, hat 15,5 cm Wandstärke.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Mechanical appliances used in the shipping of coal at the Bute Docks, Cardiff. Von Ree. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 403/22* mit 5 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 18. Aug. 06 erwähnten Vortrages.

Mechanical appliances used in the shipping of coal at Penarth Dock. Von Riches und Heywood. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 423/33* mit 11 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 18. Aug. 07 erwähnten Vortrages.

Coal-shipping appliances and hydraulic power-plant at the Alexandra (Newport and South Wales) Docks and Railway, Newport, Mon. Von Macaulay. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 435/65* mit 10 Taf.) Abmessungen und Ergebnisse der Abnahmeversuche an 3 Dampfmaschinen von je 560 PS Leistung, die zum Erzeugen von Druckwasser dienen. Zusammenstellung der vorhandenen Verladekrane. Meinungsaustausch über den vorliegenden sowie über die beiden vorstehend genannten Vorträge.

Electric freight handling cranes for the Panama Railway. (Eng. News 25. Juli 07 S. 85*) Die Krane vermitteln die Güterbeförderung zwischen den Schiffen und den Lagerhäusern. Der 24 m lange Ausleger ist so an den fahrbaren Türen aufgehängt, daß sich das längere Ende in Höchststellung 27 m über dem Hafendamm befindet, während das andre Ende in das Innere des Schuppens reicht. Die Last wird durch eine Laufkatze längs dem Ausleger zur Erde befördert.

Special derricks and buckets for the construction of a reinforced-concrete ware-house of Chicago. (Eng. News 25. Juli 07 S. 81/82*) Der Bauplatz von 225 m Länge und 45 bis 80 m Breite wird von 4 eisernen Kranen bedient, deren Türme 24 m hoch sind. In diesen stehen die 40 m hohen Masten mit einem Ausleger von 26 m Länge. Der größte Hub beträgt 45 m, vom Boden gemessen, die Tragfähigkeit 12 t. Der Antriebmotor hat 25 PS. Die Kübel fassen 1,15 cbm, so daß sie den ganzen Inhalt eines Betonmischers aufnehmen können, und haben besondere Vorrichtungen zum Entleeren.

An interesting billet conveyor. (Iron Age 18. Juli 07 S. 168*) Die von der Link Belt Co. in Philadelphia, Pa., gebaute Einrichtung befördert geschnittene Blöcke von der Schere unmittelbar auf die Wagen. Sie besteht aus einem endlosen Band von Blechplatten, das von einer Kette getrieben wird.

Luftschiffahrt.

Le problème de l'aviation et la résistance de l'air. Von Maleire. (Génie civ. 10. Aug. 07 S. 245/48*) Bericht über die letzten Versuche hinsichtlich des Luftwiderstandes und der -reibung. Gleichgewichtsbedingungen für Schwebeflächen in ruhender Luft. Schwebeflug ohne motorischen Antrieb. Wagerechter Flug mit motorischem Antrieb. Stabilität; Landung. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Standard proportions of machine screws. (Am. Mach. 10. Aug. 07 S. 126/27) Abdruck einer neuen vom Ausschuß der American Society of Mechanical Engineers aufgestellten Tafel der Schrauben- und Gewindeabmessungen und der zulässigen Abweichungen.

Elimination of friction in ball bearings. Von Springer. (Am. Mach. 10. Aug. 07 S. 119/22*) Der Verfasser untersucht die Ursachen für den Reibungswiderstand der Kugellager: Rauhigkeit der aufeinander rollenden Flächen, Gleiten der Kugeln in den Ringen, Gleiten der Kugeln aufeinander und Widerstand infolge des Eindrückens der Kugeln in ihre Rollbahnen.

Materialkunde.

Large testing-machines in South Wales, 1829 bis 1906. Von Wicksteed. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S 543/58* mit 2 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 25. Aug. 06 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

An electrically-controlled single-lever testing machine and some torsion tests. Von Larard. (Engineer 9. Aug. 07 S. 147/48*) Wiedergabe der Ergebnisse mehrerer Drehversuche. Probestäbe und Einspannvorrichtungen für Zerreiß-, Druckbiege- und Scherversuche.

Ueber den gegenwärtigen Stand der Schlagbiegeprobe mit eingekerbten Stäben. Von Leber. Schluß. (Stahl u. Eisen 7. Aug. 07 S. 1160/64*) Die statische Belastung eingekerbter Stäbe. Zerreißversuche. Untersuchung der Frage: Ist die Kerbschlagbiegeprobe ein sicheres Kriterium für die Sprödigkeit des Eisens? Zusammenfassung.

Cast iron as cast and heat treated. Von Hatfield. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. II S 79/93* mit 8 Taf.) Die Versuche behandeln den chemischen Zustand des Eisens nach dem Gießen, nach darauffolgender Erwärmung auf 780, 820 und 860°, nach zwei Tage dauernder Abkühlung auf 750° und nach eintägiger Abkühlung auf 650°.

The non-metallic impurities in steel. Von Law. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. II S. 94/105 mit 3 Taf.) Es handelt sich um Silikate, Sulfide und Oxyde von Eisen, die gewöhnlich als Schlacke bezeichnet werden. Untersuchung der Verunreinigungen auf mikroskopischem Wege. Einfluß der verschiedenen Beimengungen.

Copper steels. Von Breuil. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. II S. 1/78* mit 10 Taf.) Bei den Versuchen sind weiche, mittelharte und harte Eisensorten mit bis rd. 40 vH Kupfergehalt untersucht worden. Untersuchung der Ingots. Ergebnisse der Festigkeitsversuche und Prüfung des Kleingefüges.

Boron steels. Von Guillet. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. II S. 207/18 mit 8 Taf.) Vergleichende Festigkeitsversuche und Kleingefügeprüfungen von Stählen mit bis 1,5 vH Borgehalt und von entsprechenden Kohlenstoffstählen. Borstähle enthalten neben Ferrit und Perlit auch noch eine aus Bor, Kohlenstoff und Eisen bestehende Verbindung.

Meßgeräte und -verfahren.

Vereinfachung der Stromabgabe-Verrechnung und Beschreibung eines einfachen Zählers hierfür. Von Wagmüller. (ETZ 8. Aug. 07 S. 781/82*) Berechnung der Stromabgabe auf Grund des Pauschaltarifes bei Elektrizitätswerken. Darstellung eines Zählers für solche Zwecke.

Zur Anwendung des Kugelphotometers. Von Ulbricht. (ETZ 8. Aug. 07 S. 777/81*) Genauere Bestimmung des Einflusses der Blenden. Ergänzende Bemerkungen über das Meßverfahren. Messungen an Lampen mit Klarglasglocke. Feststellung des Lichtschwerpunktes der Leuchtkörper mit Hülfe des Lichtschwerpunktsuchers.

Metallbearbeitung.

The plurality-die bolt cutter. (Iron Age 18. Juli 07 S. 164/65*) In dem von der Mummert, Wolf & Dixon Co. in Hanover, Pa., hergestellten Futter für Gewindeschneidmaschinen sind drei fräserartige, 8 bis 12 verschiedene Gewinde tragende Walzen gelagert, die gleichzeitig oder abwechselnd nach der Mitte vorgeschoben werden können.

The new Brown & Sharpe milling machine attachments. (Iron Age 25. Juli 07 S. 228/29*) Einrichtungen zum Stoßen und zum Schneiden von Zahnstangen, die an der Spindel der Fräsmaschine befestigt werden.

Cylinder grinder with revolving head. (Am. Mach. 10. Aug. 07 S. 123/25*) Schleifmaschine mit fliegender, in dem Spindelkopf exzentrisch gelagerter Schleifspindel, gebaut von der Heald Machine Co. in Worcester, Mass. Stufenräder- und Riemenvorgelege für den Antrieb von einem Elektromotor aus.

The fly cutter in punch and die work. (Am. Mach. 10. Aug. 07 S. 109/11*) Darstellung des Vorganges beim Herstellen von flachen Messern, die zum Bearbeiten der Stanzwerkzeuge für Glieder von Morse-Ketten auf der Fräsmaschine dienen.

Modern practice in wire-drawing machines. (Engng. 9. Aug. 07 S. 191/92*) Der Fachbericht behandelt zunächst die zulässigen Ziehgeschwindigkeiten für verschiedene Metalle, die Oeffnungen der Zieheisen und den Kraftbedarf. Maschine der Excelsior Needle Co. in Torrington, Conn. Forts. folgt.

Le coupage des métaux par l'oxygène. Von Guillet. (Génie civ. 10. Aug. 07 S. 241/44*) Beschreibung des bekannten Azetylen-Schweißverfahrens. Vorrichtungen zum Abschmieden von Metallteilen in verschiedenen Industrien.

Portable pneumatic tools. Von Bing. (Engng. 9. Aug. 07 S. 221/22*) Drucklufthämmer. Vergleich der Kosten für Verstemmen, Meißeln und Nieten bei Handbetrieb und bei Betrieb mit Drucklufthämmern. Kurze Uebersicht über die Entwicklung der Hammerbauarten. Forts. folgt.

The Institution of Mechanical Engineers. Forts. (Engineer 9. Aug. 07 S. 130 32*) Inhaltangabe und Meinungsaustausch über die Vorträge von Bing »Portable pneumatic tools« und von Mac Donald »Observations on present-day practice in jute preparing and spinning«. Kurzer Bericht über die technischen Ausflüge.

Motorwagen und Fahrräder.

Steam as a motive power for public service vehicles. Von Clarkson. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 753/860* mit 4 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 8. Dez. 06 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

Formule rélative à une condition de stabilité des automobiles et spécialement des autobus. Von Marié. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juni 07 S. 754/89*) Bedingungen für die Stabilität des Fahrzeuges mit Rücksicht auf die Wölbung der Straße. Einfluß der Federn. Feststellung der Stabilität durch Versuche. Schlußfolgerungen.

Types of automobile steering mechanismus. Von Bartlett. (Am. Mach. 10. Aug 07 S. 114/18*) Grundlegende Erwägungen für die Wahl der Winkel und Hebellängen der Achsschenkellenkung. Selbststeuerung durch Schiefstellen der Lenkzapfen. Antrieb mit Schnecke und Schraubenspindel. Ausgleich der durch Abnutzung des Getriebes entstehenden Ungenauigkeiten.

Pumpen und Gebläse.

Zur Berechnung der Zentrifugalpumpen. Von Balog. (Z. f. Turbinenw. 10. Aug. 07 S. 329/30*) Angabe einer neuen Berechnungsweise, bei der der Einfluß der Rohrleitungen vollständig ausgeschaltet ist.

Methods of deep-well pumping. (Eng. News 18. Juli 07 S. 54/55*) Entwicklung der Pumpverfahren mit Druckluft, mit Dampfpumpen bei Wasserwerken und mit Hochdruck-Kreiselpumpen. Darstellung von Anordnungen für Schacht-Kreiselpumpen von Alvord, Byron Jackson und Wood.

The development of blast-furnace blowing-engines. Von Roberts. (Proc. Inst. Mech. Eng. 06 Bd. 3/4 S. 375/401*) Geschichtliches, insbesondere die Entwicklung der Ventile und Steuerungen. Gas- und Turbogebläse. Meinungsaustausch.

Ueber Preßluft-Ausrüstungen. Von Grimmer. Schluß. (Dingler 10. Aug. 07 S. 503/08*) Verschraubungen der Metallschlauchfabrik, Pforzheim. Biegsame Metallrohre der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Karlsruhe. Nietwärmfeuer.

Schiffs- und Seewesen.

French battleship Republique and Patrie. Von Peltier. (Marine Eng. Aug. 07 S. 301/03*) Die beiden Schiffe sind in der Wasserlinie rd. 132 m lang, 24 m über alles breit, gehen 8,2 m tief und verdrängen 14 867 t. Panzerung und Bewaffnung. Bei den Probefahrten haben die Dreifach-Expansionsmaschinen 10 000, 11 660 und 10 965 PS$_i$ geleistet und im Mittel 16,8 Knoten erzielt.

The Long Island ferry-boat Hempstead. (Marine Eng. Aug. 07 S. 313/16*) Die beiden neuen Fährboote Babylon und Hempstead der Long Island Railroad Co. sind rd. 61 m lang und 13,5 m breit und verdrängen 1310 t. Die an jedem Schiffsende mit einer Schraube versehene Welle wird von zwei Verbundmaschinen von 457 und 965 mm Zyl.-Dmr. und 711 mm Hub angetrieben, deren Kurbeln je um 90° gegeneinander versetzt sind. Bei den Probefahrten sind 16,6 Knoten erzielt worden.

The cable steamer Ogasawara Maru. Von Oi. (Marine Eng. Aug. 07 S. 319/24*) Der im Oktober 1906 für die Legung eines Kabels zwischen Tsushima und Kiushiu in Betrieb genommene Doppelschraubendampfer der japanischen Regierung ist auf der Werft in Mitsubishi erbaut. Er ist 72 m lang, 10,2 m breit und verdrängt 1455 t. Die beiden Dreifach-Expansionsmaschinen leisten 1850 PS$_i$ und erteilen dem Schiff bis zu 13,85 Knoten Geschwindigkeit.

Ueber den heutigen Stand der Schiffselektrotechnik. Von Schulthes. Schluß. (ETZ 8. Aug. 07 S. 782/91*) Elektrisch betriebene Pumpen an Bord, Aufzüge, Paternosterwerke und Winden. Geschützantriebe auf Kriegschiffen. Elektrische Kommandovorrichtungen. Das elektrische Kraftwerk an Bord. Statistische Angaben über die Verwendung der Elektrizität auf Handelschiffen.

Straßenbahnen.

The operating costs and revenue of urban railways. Von Werner. (Eng. Magaz. Aug. 07 S. 728/35) Zusammenstellungen über Ausdehnung und Ausrüstung der Strecken der Interborough Rapid Transit Co. in New York. Verkehr. Zahlentafel über die Kosten: Erhaltung der Strecke und der Kraftwerke, Betrieb in den Kraftwerken, Wagenbetrieb usw. Sonstige Unkosten. Verdienst.

Textilindustrie.

Preparation and spinning of jute. Von Macdonald. (Engng. 2. Aug. 07 S. 185/88*) Umfang der englischen Jute-Industrie. Darstellung der verschiedenen Antriebvorrichtungen für die Spindeln, Speisewalzen und Oeffner. Jutereiniger. Vergleich von 4 Bauarten mit Bezug auf ihren Kraftverbrauch.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor. Von Früh. (Dingler 10. Aug. 07 S. 497/501*) Ableitung einer Gleichung für die Leitschiene.

Unfallverhütung.

Safety appliances on speed frames in cotton-mills. (Engng. 9. Aug. 07 S. 192/93*) Schutzvorrichtungen an verschiedenen Teilen von Flügelspinnmaschinen, insbesondere Schutzhauben für die Rädergetriebe.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

On the gases exhausted from a petrol motor. Von Hopkinson und Morse. (Engng. 9. Aug. 07 S. 219/21*) Weitere Ergebnisse der Versuche an einem 16- bis 20 pferdigen Motor der Daimler Company, s Zeitschriftenschau vom 23. Febr. 07; Auswertung der Ergebnisse hinsichtlich der Zusammensetzung der Auspuffgase, sowie der Abhängigkeit des Brennstoffverbrauches von der Leistung.

The British Association. (Engng. 9. Aug. 07 S. 198/201) Besprechung der Vorträge von Thompson, s. Zeitschriftenschau vom 17. Aug. 07 unter Elektrotechnik, von Clerk »The present position of gas and petrol engines«, von Hopkinson »On the gases exhausted from a petrol motor«, s. vorstehend, sowie von Clerk und andern »Explosion temperatures«. Forts. folgt.

A notable Tod gas engine. (Iron Age 18. Juli 07 S. 155/56*) Doppeltwirkende Vierzylinder-Zwillings-Viertaktmaschine von 1650 PS mit 762 mm Zyl.-Dmr., 1067 mm Hub und 107 Uml./min zum Antrieb eines 1000 KW-Stromerzeugers in dem Ohio-Werk der Carnegie Steel Co., gebaut von der William Tod Company in Youngstown, O.

Wasserkraftanlagen.

Erhöhung der Wirtschaftlichkeit von Wasserkraftanlagen durch hydraulische Aufspeicherung. (Z. f. Turbinenw. 10. Aug. 07 S. 332/37*) Bei den dargestellten, von Gebr. Sulzer in Winterthur erbauten Wasserkraftwerken zu Creva-Luino und Olten-Aarburg wird der verfügbare Ueberschuß an Kraftwasser in einen hochgelegenen Behälter gepumpt, aus dem er in Zeiten starken Kraftbedarfes wieder entnommen wird.

Novel features of the Huronian Company's water power development, High Falls, Ontario. (Eng. News 18. Juli 07 S. 49/50*) Das Kraftwerk liegt auf einer Felseninsel im Spanish River, der in ganzer Breite durch 7 kleinere Dämme abgeschlossen ist. Hierdurch wird der Wasserspiegel um 5,4 m erhöht und ein Nutzgefälle von 26 m verfügbar gemacht. In dem Maschinenraum sind vorläufig zwei Doppel-Francis-Turbinen von je 3550 PS, gekuppelt mit 2000 KW-Drehstromdynamos, aufgestellt.

The ice problem in engineering work in Canada. Von Barnes. (Engng. 9. Aug. 07 S. 216/17*) Die Bildung von Oberflächen-, Nadel- und Grundeis. Maßnahmen zur Verhinderung von Betriebstörungen bei Wasserkraftwerken, insbesondere das Erwärmen der Rechen und Turbinengehäuse mittels Dampfstrahles.

Wasserversorgung.

Die Gewinnung von Wasser in trockenen Gegenden. Von Hädicke. (Gesundhtsing. 3. Aug. 07 S. 501/05) Versuche des Verfassers, auf Grund der Volgerschen Lehre von der Wasserbildung im Erdinnern aus der Feuchtigkeit der Luft Wasser zu gewinnen. Vorschläge zur praktischen Ausnutzung.

Die Bedeutung der freien Kohlensäure im Wasserversorgungswesen. Von Klut. (Gesundhtsing. 10. Aug. 07 S. 517/24) Praktische Erfahrungen über die Einwirkung der freien im Wasser befindlichen Kohlensäure auf die verschiedenen Metalle: Blei, Eisen, Kupfer, Zink und Zinn, der Rohrleitung. Verfahren zum Nachweis von Kohlensäure. Maßnahmen zum Schutze des Leitungsnetzes.

Werkstätten und Fabriken.

General concrete machine-shop equipment. Von Alford. (Am. Mach. 3. Aug. 07 S. 78/81*) Kraftwerk mit zwei 500 KW- und einer 1000 KW-Curtis-Turbodynamo. Gießerei, Härterei und Schmiede im Fabrikgebäude der United Shoe Machinery Co.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 3. Aug. 07 S. 483/86*) Halbtrocken- und Trockenpressen. Forts. folgt.

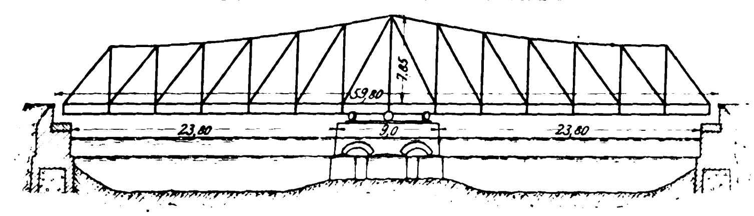


Rundschau.

Eine eigenartige Konstruktion zum Oeffnen und Schließen hat die zweigleisige **Eisenbahndrehbrücke über die Hunte bei Oldenburg**, Fig. 1, die 60 m lang und 250 t schwer ist. Gewöhnlich ruht bei Drehbrücken ein erheblicher Teil des Eigengewichtes auf den Endlagern, und die Brückenenden biegen sich nach dem Oeffnen unter diesem Gewicht beträchtlich durch. Das Wiederanheben beim Schließen erfordert dann einen großen Aufwand an Zeit und Arbeit. Die

Fig. 1

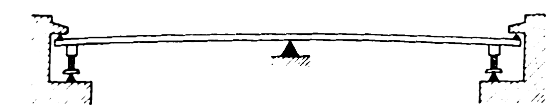
Eisenbahndrehbrücke über die Hunte.



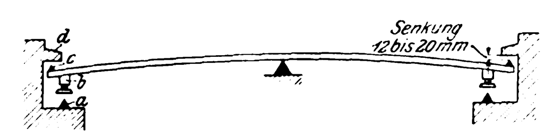
erwähnte Brücke ist nun bereits in geschlossenem Zustande völlig durchgebogen und die Mittelstütze so hoch gestellt, daß auf die Endlager nur ein Bruchteil des Eigengewichtes (6,5 t) entfällt, s. Fig. 2. Unter diesem Gewicht senken sich die Brückenenden, nachdem die auf dem Walzenlager *a* aufsitzenden vier Schraubenstempel *b* gelöst sind, nur um 12 bis 20 mm und haben gerade noch genügend Spielraum, um unter den Widerlagerteilen hinwegzuleiten, s. Fig. 3. Beim

Fig. 2 und 3.

Brücke geschlossen.



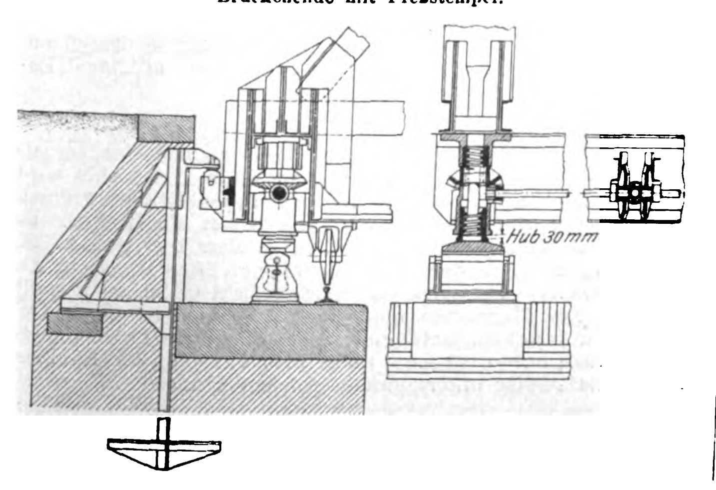
Brücke offen.



Schließen der Brücke werden die Schraubenstempel soweit angezogen, daß sich die Pendellager *c* gegen die Nase *d* der Walzenlager legen. Die elektrisch betriebenen Vorrichtungen zum Oeffnen, Schließen und Drehen der Brücke sind in der Mitte unter der Fahrbahn angebracht; im Notfall kann die Brücke auch mit der Hand bedient werden. Eine Triebmaschine dient zum Oeffnen und Schließen, eine zweite zum Drehen. Die Schraubenstempel werden durch eine von der Brücken-

Fig. 4 und 5.

Brückenende mit Preßstempel.

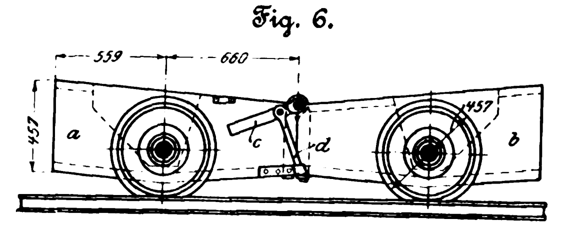


mitte kommende Längswelle und 2 Querwellen am Brückenende mittels Kegelradübertragung bewegt; s. Fig. 4 und 5. Zum Drehen der Brücke ist ein Viertel des Laufkranzes mit einer kräftigen Verzahnung versehen, in die ein von der zweiten Triebmaschine angetriebenes Zahnradvorgelege greift. Damit die Brücke beim Einschwenken in die richtige Lage zu den Endwiderlagern kommt, ist auf jedem eine Schiene angebracht, auf die die ankernden Brückenenden mit kleinen Laufrädern auflaufen. Durch eine mit Luftdämpfung versehene magnetische Gewichtbremse kann die Brücke in jeder Stellung gebremst oder festgehalten werden. Diese Bremse gibt, sobald der Drehmaschine Strom zugeführt wird, die Welle, auf die sie wirkt, wieder frei. Der Zweck der Konstruktion ist insofern erreicht, als das Oeffnen und Aufdrehen sowie das Zudrehen und Schließen unter gewöhnlichen Verhältnissen in 90 sk erfolgt und der dazu nötige Kraftaufwand sehr gering ist.

Die Brücke, deren Ueberbau mit allem Zubehör von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, Zweiganstalt Gustavsburg, geliefert ist, hat sich während zweier Jahre durchaus bewährt. (Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1907 9. Heft)

Gelegentlich der Höherlegung einer 4 km langen zweigleisigen Strecke der Chicago Junction Railway ist ein eigenartiger **Kippwagen zum Füllen von Betonmischmaschinen** von einem höheren Gleis aus verwendet worden[1]), s. Fig. 6. Der von O. E. Strehlow konstruierte Wagen besteht aus zwei kastenförmigen, auf je einer Achse gelagerten Hälften *a*, *b*, die an den offenen Seiten gelenkig miteinander verbunden sind. Die Laufachsen liegen etwas näher aneinander als die Schwer-

Fig. 6.



punkte der unbeladenen Wagenhälften, dagegen weiter voneinander als die Schwerpunkte der gefüllten Wagenhälften. Zieht man den Hebel *c* nach oben, wobei die Stange *d* aus den zugehörigen Oesen heraustritt, so senken sich, wenn der Wagen beladen ist, die beiden Teile *a* und *b* so weit, bis die Räder zusammenschlagen. Sobald dagegen der Wagen entleert ist, bewegen sie sich wegen der veränderten Schwerpunktlage wieder nach oben, und der Verschluß *c*, *d* kann leicht wieder hergestellt werden.

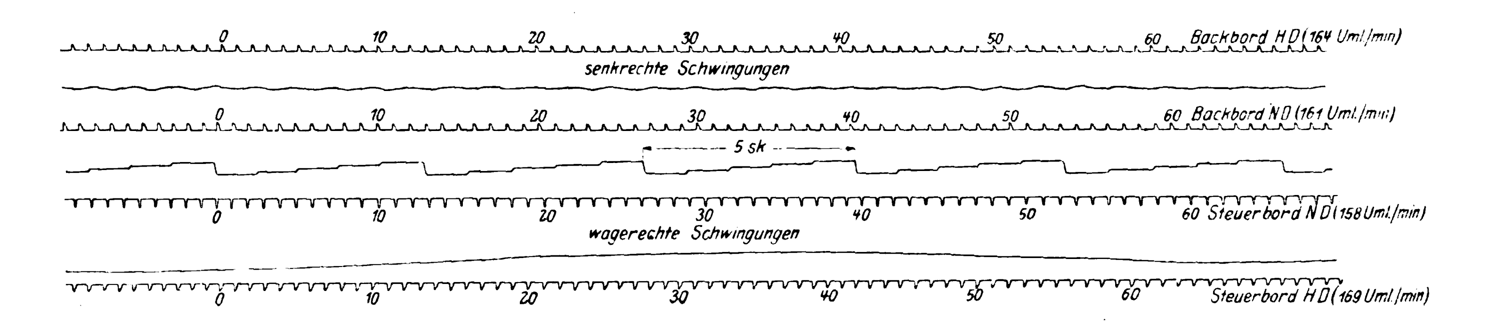
Im mechanisch-technischen Laboratorium der Technischen Hochschule Wien ist vor kurzem ein Knickversuch mit einer einbetonierten **Eisensäule** vorgenommen worden, dessen Ergebnisse, wenn es sich auch nur um einen einzelnen Versuch handelt, die **statische Bedeutung der Einbetonierung**[2]) bedeutend zu heben geeignet sind. Der Ständer war 3950 mm hoch und bestand aus 2 **I**-Eisen Profil Nr. 14, die durch je acht senkrecht zur Ständerachse angeschraubte 60 mm breite und 6 mm starke Flacheisen in Abständen von 500 mm miteinander verbunden waren. Nach Bestimmung der Knickfestigkeit der reinen Eisenkonstruktion, die 44 t ergab, wurde der Ständer wieder ausgerichtet und dann einbetoniert. Der Beton bestand aus Perlmoser Portlandzement, Marke Achau, im Verhältnis 1 : 3 und wurde in die mit Holz verschalte Konstruktion der Längsrichtung nach eingestampft. Der Querschnitt der Betonsäule betrug 201 qcm, der des Eisens 40,6 qcm. Nach 42 tägiger Erhärtungsdauer wurde der Ständer durch Druck auf die Stirnflächen geknickt. Das Ausknicken erfolgte bei 118 t, d. i. gegenüber den oben erwähnten 44 Tonnen mit der 2,7 fachen Last. Dieses überraschende Ergebnis steht im Gegensatz zu den meisten amtlichen Vorschriften, die die statische Bedeutung des Einbetonierens bisher gleich null gesetzt haben, und ist auf folgendes zurückzuführen: Bei dem Knickversuch mit dem unverkleideten Eisen haben die beiden **I**-Träger jeder für sich als Säule gewirkt. Nach dem Einbetonieren jedoch hat der Beton die mangelhafte Verbindung der Träger ersetzt,

[1]) The Engineering Record 13. Juli 1907.

[2]) »Beton und Eisen« 1907 Heft 7.

und diese haben nunmehr als Ganzes gewirkt. Dem entspräche jetzt eine Bruchlast der Eisenkonstruktion von 105 t. Somit entfallen von den 118 t noch 13 t auf die Druckfestigkeit der Betonsäule, was sich mit den gleichzeitig angestellten Versuchen nahezu deckt, die für den verwandten Beton bei 201 qcm Fläche 15,3 t Würfelfestigkeit ergeben haben. Neben dem wertvollen Aufschluß, den der Versuch über die Zulässigkeit der bisherigen Verfahren der Festigkeitsberechnung solcher Säulen gibt, zeigt er auch den Weg, auf dem die vielfach in der Praxis angewandten Eisensäulen aus 2 leicht miteinander verbundenen [-Eisen in statischer und gleichzeitig feuerpolizeilicher Hinsicht erheblich verbessert werden können, indem man sie nämlich einbetoniert.

Die Probefahrten des Cunarddampfers »Lusitania«, über die wir im vorigen Heft[1]) berichtet haben, sind am Dienstag den 30. Juli auf einer rd. 90 km langen Strecke zwischen dem Corsewall-Feuerschiff und der Südküste der Insel Man fortgesetzt worden. Das Schiff erreichte bei etwas geringerem Tiefgang auf der südlichen Fahrt 26,7, auf der nördlichen 26,2 Knoten und übertraf damit die besten Ergebnisse, die an der abgesteckten Meile bis jetzt erzielt worden sind. Ueber den Ausgang der hierauf folgenden Versuchsfahrten, bei denen die Abhängigkeit der Schiffsgeschwindigkeit von der Umlaufzahl und vom Tiefgang untersucht wurde, wird später noch berichtet werden. Jedenfalls sieht man der ersten atlantischen Reise, die am 7. September beginnen soll, mit großen Erwartungen entgegen. Die vorstehende Figur ist eine Aufnahme der Schiffsschwingungen mit dem Schlickschen Pallographen[2]) am Heck des Schiffes bei 22,5 Knoten Fahrt. Sie zeigt, daß die Weite der senkrechten Schwingungen, deren Zahl etwas mehr als 60 in der Minute beträgt, verschwindend klein ist. Auch wagerechte Schwingungen sind fast gar nicht vorhanden, nur rollte das Schiff in 10 sk einmal von einer Seite auf die andre. (Engineering 9. August 1907)



Interessante **Versuche** sind kürzlich von der Marine der Vereinigten Staaten von Amerika **mit den Unterseebooten »Octopus«**, Bauart Holland[3]), und **»Lake«**, Bauart Lake[4]), unternommen worden. Bei den Fahrten an der abgesteckten Meile erreichte »Octopus«, nur von den Verbrennungskraftmaschinen angetrieben, eine durchschnittliche Geschwindigkeit von über 11 Knoten. In halb untergetauchtem Zustande, so daß nur der Kommandoturm hervorsah, wurde mit den Elektromotoren eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 10 Knoten bei mehreren Fahrten erreicht. Auch die Tauchversuche wurden zur größten Zufriedenheit erledigt, da das Boot in sehr kurzer Zeit bis auf eine Tiefe von 6 m unter der Wasseroberfläche gesteuert werden konnte und unmittelbar darauf wieder an der Oberfläche erschien. In völlig untergetauchtem Zustand erreichte »Octopus« eine Geschwindigkeit von mehr als 10 Knoten, womit die Leistung aller bisherigen Unterseeboote bei der Unterwasserfahrt übertroffen ist.

Für die Unterwasserfahrten war »Octopus« mit einer Signalglocke versehen, deren Töne von einem Empfänger, der am Tenderschiff »Starling« angebracht war, aufgenommen wurden, so daß eine ständige Verbindung zwischen den beiden Schiffen hergestellt war.

Am 15. Mai d. J. wurden in der Marinestation in Breadford die Unterseeboote »Octopus« und »Lake« für einen 24stündigen Aufenthalt unter Wasser vorbereitet. »Octopus« hatte hierbei eine Besatzung von 16 Mann, »Lake« von 9 Mann. Nachdem die Boote 24 st in ungefähr 9 m Wassertiefe zugebracht hatten, kamen sie wieder an die Oberfläche, wobei die Mannschaft genau so frisch wie vordem war. Von dem in den Booten vorhandenen Vorrat an Preßluft zum Atmen wurde nur ein ganz geringer Teil benutzt. Die Mannschaft aß und schlief genau so, als wenn sie an der Oberfläche gewesen wäre. Nach den vorgenommenen Versuchen reicht der Luftvorrat in beiden Booten bei voller Besatzung bequem für drei Tage aus.

Die Versuche mit dem Unterseeboot »Lake« waren deshalb noch besonders bemerkenswert, weil hier zum erstenmal Schrauben mit umstellbaren Flügeln angewendet wurden, so daß die Maschine während der ganzen Fahrt überhaupt nicht angehalten zu werden brauchte. Auch der Stillstand des Bootes wurde nur durch Einstellen der Flügel in die Todlage erreicht. Der normale Brennstoffvorrat des Lake-Bootes reicht für eine Fahrt von ungefähr 440 Seemeilen aus. Bei Bedarf kann in Reservebehältern außerdem noch etwa dreimal soviel Brennstoff mitgeführt werden, so daß der Aktionsradius ganz erheblich ist.

Um zu untersuchen, ob die Konstruktion der Unterseeboote einen größeren Wasserdruck verträgt, wurde das Holland-Boot »Guttlefish«, allerdings ohne Besatzung, mittels eines Schwimmkranes in eine Tiefe von 61 m versenkt. Der Druck des Wassers auf das Boot betrug hierbei rd. 15000 t; trotzdem wurden die Verbände, wie durch eine später vorgenommene Untersuchung festgestellt wurde, in keiner Weise beschädigt, und kein Tropfen Wasser drang in das Innere.

Bei den Torpedoschießversuchen schnitten die Boote nicht so gut ab. Das Boot »Octopus«, das 4 Torpedos mit sich führt, feuerte drei davon auf eine 730 m entfernte Scheibe, die durch zwei Ruderboote im Abstand von 150 m — der Länge eines Kriegschiffes — gekennzeichnet war, ab, von denen aber keiner das Ziel erreichte. Während der Schießversuche fuhr das Boot unter der Wasseroberfläche und nahm nur mittels des Periskopes Kurs. Einer von den abgeschossenen Torpedos ging hierbei sogar verloren, was einen Schaden von etwa 12000 ℳ bedeutet.

Etwas besseren Erfolg hatte das Lake-Boot beim Torpedoschießen. Von drei Torpedos traf einer das Ziel bei derselben Schußweite wie vorher.

Am 23. Mai erreichte »Lake« bei einem Tauchversuch die große Tiefe von 41 m; während dieser Zeit war die volle Besatzung an Bord, die keinerlei Wirkung des großen Wasserdruckes spürte, obwohl das Boot 21 Minuten in der Tiefe verblieb. (Journal of the American Society of Naval Engineers, Mai 1907)

Der **größte Flußdampfer der Welt** befindet sich zurzeit bei der New York Shipbuilding Co. im Bau. Das Schiff wird 134,2 m lang werden und somit den augenblicklich größten Flußdampfer »Hendrik Hudson«[1]) um 11,7 m übertreffen. Es wird für Rechnung der Peoples Line in New York gebaut, ist für die Fahrten auf dem Hudson zwischen New York und Albany bestimmt und wird im Sommer 1908 in Dienst gestellt werden. Die Maschinen baut die A. W. Fletcher Co. in Hoboken, die Inneneinrichtungen liefert C. W. Englis in Greenpoint. Im ganzen werden über 2500 Personen in Kabinen auf dem Dampfer untergebracht werden können.

[1]) Z. 1907 S. 1323.
[2]) s. Z. 1905 S. 1561.
[3]) Vergl. Z. 1903 S. 873; 1905 S. 1764.
[4]) Vergl. Z. 1904 S. 1933.

[1]) Z. 1906 S. 1043.



Die Ausnutzung der Wasserkräfte des Glommens in Norwegen[1]) in größerem Umfang als bisher wird durch **Anlage einer Talsperre am Mjösensee** oberhalb der Ortschaft Öieren ermöglicht werden, für welche die Regierung vor kurzem den Besitzern der Wasserfälle am Glommen die Genehmigung erteilt hat. Der Mjösensee soll im Herbst durch einen Staudamm bei Svanefos, etwa 14,4 km unterhalb Eidsvold, auf 0,7 m über seinem mittleren Wasserstand aufgestaut werden, und die hierdurch angesammelte Wassermasse von 800 Mill. cbm soll in den Monaten Januar, Februar und März allmählich abgelassen werden, so daß der Glommen auch in dieser Zeit mindestens 220 cbm/sk führen wird. Durch diese Anlagen werden die Wasserkräfte der bereits ausgenutzten Fälle bei Kykkelsrud und Sarps auf mehr als das Doppelte erhöht, und insgesamt werden 253000 PS verfügbar gegenüber 115000 PS bei den bisherigen Wasserverhältnissen. (Engineering 9. August 1907)

Wie wir in Z. 1907 S. 1282 mitgeteilt haben, sind kürzlich in Nordamerika auf der Pennsylvania-Eisenbahn **3000 eiserne Carnegie-Schwellen**, denen man die Schuld an einer Zugentgleisung zuschrieb, durch **hölzerne** ersetzt worden. Hierzu äußert sich die Zeitschrift »Stahl und Eisen« in ihrer Nummer vom 31. Juli wie folgt:

»Daß infolge des Unfalles diese versuchsweise verlegten 3000 eisernen Schwellen wieder durch hölzerne ersetzt worden sind, kann nicht wundernehmen. Die Konstruktion der Schwelle, welche einen oben 4½ Zoll, unten 8 Zoll breiten und 5½ Zoll hohen, starren I-Träger[2]) darstellt, namentlich aber diejenige der Schienenbefestigung, läßt nämlich diejenige Ausbildung vermissen, welche von einem eisernen Querschwellenoberbau nach unsern deutschen Erfahrungen unbedingt verlangt werden muß. Der ganze Seitenschub des Gleises nimmt bei der in Rede stehenden Versuchskonstruktion lediglich die Befestigungsschrauben auf Abscherung in Anspruch. Dieser Beanspruchung sind die beiden Schrauben an sich nicht gewachsen; sie müßten vielmehr, wie dies bei unsern deutschen Eisenquerschwellen-Systemen längst geschieht, durch Eingreifen der Klemmplättchen oder noch besser der bei dem amerikanischen Versuch überhaupt nicht vorhandenen Unterlagplatte in die Schwellendecke seitlich entlastet werden.

Ohne Kinderkrankheiten kann es auch drüben bei den ersten Versuchen mit Eisenquerschwellen nicht abgehen; auch Deutschland hat viel Lehrgeld zahlen müssen, bevor man zu der jetzigen klaren Erkenntnis der Bedingungen, auf die es bei der Ausbildung eiserner Gleise ankommt, gelangte.«

[1]) s. Z. 1904 S. 581.
[2]) Vergl. Z. 1907 S. 259.

Am 6. Juli d. Js. ist das **Elektrizitätswerk bei Moosburg** an der Isar, das zu Ehren des vor kurzem verstorbenen Baurats Uppenborn »Uppenborn-Kraftwerk« genannt wird, dem Betrieb übergeben worden. Das Kraftwerk überträgt 4200 KW Drehstrom mit 50000 V Spannung durch drei blanke Kupferdrahtseile von 16 qmm Querschnitt auf 52 km Entfernung nach München und dürfte im Frühjahr und im Herbst voll beansprucht werden, während im Winter die Dampfkraftwerke in München[1]) helfend eingreifen müssen. Im nächsten Jahre wird eine weitere Wasserkraftanlage im Süden von München eröffnet werden. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 14. August 1907)

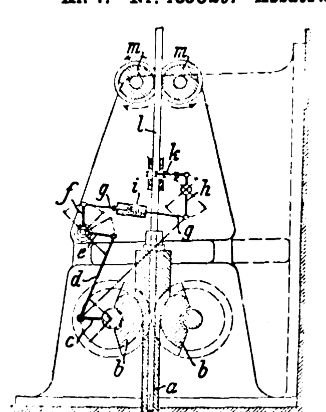
Berichtigung.

In Z. 1907 S. 1209 Fig. 326 muß es heißen: Drehbank der Bullard Machine Tool Co., in die wagerechte Lage umgekippt.

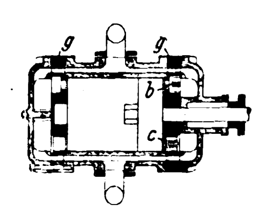
[1]) s. Z. 1905 S. 37 u. f.

Patentbericht.

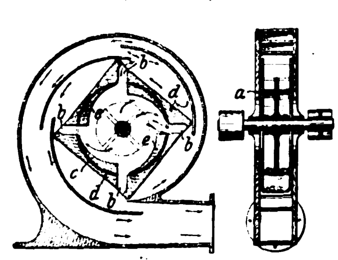
Kl. 7. Nr. 185029. Absatzweise arbeitendes Walzwerk. Poetter & Co., Dortmund. Von den beiden das Werkstück a bei ihrem Hin- und Herschwingen absatzweise bearbeitenden Walzen b ist die eine durch ein Hebelsystem c, d, e, f, g, h, in das ein elastisches Zwischenglied i eingeschaltet ist, unmittelbar mit der Drehvorrichtung k für das Werkstück verbunden. Die Drehvorrichtung sitzt längsverschiebbar auf der Trägerstange l, die beim Rückschwingen der Walzen b von diesen mitsamt dem Werkstück hochgeworfen und von den ständig in Richtung des Pfeiles umlaufenden Reibrollen m wieder in Arbeitstellung zurückgeführt wird. Während der Freigabe des Werkstückes, wird dieses unter Mitwirkung der Feder i gedreht.



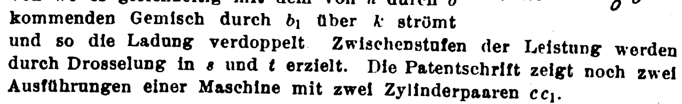
Kl. 27. Nr. 185762. Verdichter. C. Raabe, Berlin. Die Saug- und Druckventile b und c sind in Platten g angeordnet, die zwischen Zylinderflansch und -deckel eingebaut sind, so daß man insbesondere bei dem vorderen, die Kolbenstange führenden Deckel eine genügende Zahl von Ventilen vorsehen kann, um den Verdichter mit großer Umlaufzahl arbeiten zu lassen.



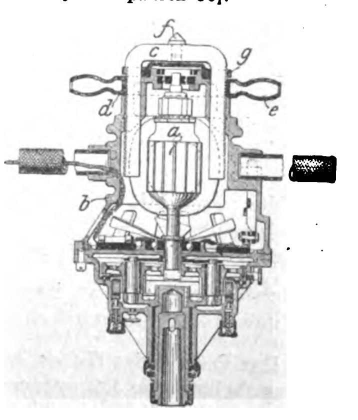
Kl. 27. Nr. 185763. Schleudergebläse. Natural Power Co., St. Louis (V. St. A.). Das durch die Scheibe a in zwei Hälften geteilte Schleuderrad hat einen annähernd quadratischen Querschnitt mit dicht hinter den etwas vorspringenden Kanten mündenden, sich verengenden Luftaustritten b. Die Luft wird im Rade durch Schleuderwirkung angesaugt und durch die Kanäle b nach außen gefördert, wo sie durch die vorspringenden Kanten weiter verdichtet wird. Zusammengesetzt ist das Schleuderrad aus der Scheibe a mit zylindrischem Kranz c, auf den außen die annähernd quadratisch und innen die zylindrisch begrenzten Gußstücke d und e aufgesetzt sind.



Kl. 46. Nr. 181610. Zweitaktmaschine. A. Rigaud und R. Guinot, Saint-Junien (Frankr.). Die Leistung kann ohne Aenderung der Umlaufzahl durch Vermehrung der Ladung bis aufs Doppelte vergrößert werden. Bei einfacher Leistung verdichtet der Kolben k bei seinem Krafthube die vorher durch das Rohr r und das Ventil m in den unteren Raum des Zylinders c gesaugte neue Ladung und schiebt sie durch das Ventil p (s. den Querschnitt) in das Rohr u, von wo sie, sobald k den Auspuff freigelegt und die Steuerstange q das Auspuffventil a geöffnet hat, durch das Ventil b über k gelangt, beim Rückhube von k verdichtet und im oberen Todpunkt entzündet wird. Hierbei saugt der Kolben k_1 durch Dreiwegehähne in den Rohren s, t Luft in den Zylinder c_1 und drückt sie wieder ins Freie. Zur Verdopplung der Leistung werden diese Hähne so umgestellt, daß k_1 beim Krafthube Gasgemisch durch das Ventil n ansaugt, es beim Rückhube verdichtet und durch o nach t schiebt, von wo es gleichzeitig mit dem von u durch b kommenden Gemisch durch b_1 über k strömt und so die Ladung verdoppelt. Zwischenstufen der Leistung werden durch Drosselung in s und t erzielt. Die Patentschrift zeigt noch zwei Ausführungen einer Maschine mit zwei Zylinderpaaren cc_1.



Kl. 49. Nr. 186025. Vorschubvorrichtung für elektrische Bohrmaschinen. W. O. Duntley, Chicago. In dem den Motor a enthaltenden Gehäuse b ist ein U-förmiges Joch c beweglich gelagert, in dessen mit Gewinde versehene parallele Schenkel ein im Gehäuse b geführtes Handrad d mit Muttergewinde eingreift, so daß durch Drehen des mit Handgriffen e ausgestatteten Rades d eine Verschiebung des Joches c gegen das Gehäuse b und bei Festlegung des Joches mittels der Körnerspitze f eine Bewegung (Vorschub) des Gehäuses b und des Bohrers gegen das Werkstück bewirkt wird. Der Stellring g dient zum Festklemmen des Handrades d.





Angelegenheiten des Vereines.

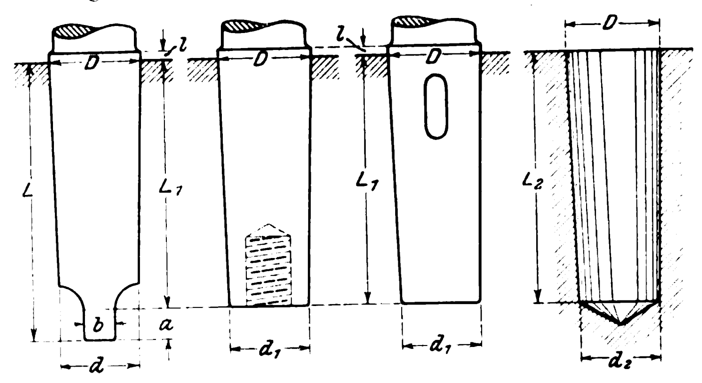
Vom Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken haben wir die Mitteilung erhalten, daß er, veranlaßt durch eine Anfrage der Königlichen Eisenbahndirektion Berlin, beschlossen hat, an maßgebenden Stellen von neuem Schritte zu tun, um die bereits im Gang befindliche Einführung

einheitlicher deutscher (metrischer) Bohrkegel für Spiralbohrer, Bohrer aller Art, Fräser, Reibahlen usw.

nach den vor 10 Jahren gemeinsam mit dem Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Grundsätzen und Maßen [1]) kräftig zu fördern. Wir begrüßen dieses Vorhaben und veröffentlichen nachstehend die Zahlentafel, wie sie vom Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken in Düsseldorf zu beziehen ist.

[1]) s. Z. 1900 S. 1224.

Tabelle der metrischen Kegel für Bohrer aller Art, Fräser, Reibahlen usw.
(aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure in Gemeinschaft mit dem Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken.)



Zahlenreihe der Kegel für Spiralbohrer.
(Alle Maße sind von dem Durchmesser der Kegelhülse an der Oeffnung abgeleitet.) Steigung des Kegels 1 : 20.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		Kegel mit Lappen										
größter Durchmesser des Kegels	D	12	18	24	32	40	50	60	70	80	90	100
Länge des Kegels in der Hülse	$L = 2\,D + 60$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Vorstand des Kegels aus der Hülse	$l = 0{,}1\,D$	4	4	4	4	4	5	6	7	8	9	10
kleinster Durchmesser des Kegels	$d = 0{,}9\,D - 3$	9	14	19	26	33	42	51	60	69	78	87
Länge des Lappens	$a = 0{,}2\,D + 8$	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Dicke des Lappens	$b = 0{,}3\,D + 2$	5	6,5	8	11	14	17	20	23	26	29	32
		Kegel mit Muttergewinde oder Keilloch										
größter Durchmesser	D	24	32	40	50	60	70	80	90	100	—	—
Länge des Kegels in der Hülse	$L_1 = 1{,}8\,D + 52$	88	106	124	142	160	178	196	214	232	—	—
Vorstand des Kegels aus der Hülse	$l = 0{,}1\,D$	4	4	4	5	6	7	8	9	10	—	—
kleinster Durchmesser des Kegels	$d = 0{,}91\,D - 2{,}6$	19,6	26,7	33,8	42,9	52	61,1	70,2	79,3	88,4	—	—
		Maße des Hohlkegels in der Hülse, zugleich Maße der Reibahle										
größter Durchmesser	D	12	18	24	32	40	50	60	70	80	90	100
Länge des Kegels in der Hülse	$L_2 = 1{,}85\,D + 52$	54	71	88	108	126	144,5	163	181,5	200	218,5	237
Vorstand der Reibahle	l	4	4	4	4	4	5	6	7	8	9	10
kleinster Durchmesser	d_2	9,3	14,45	19,6	26,6	33,7	42,775	51,85	60,925	70	79,075	88,15

Die Steigung des Kegels beträgt einheitlich 1 : 20; die Normalmaße sind dem Metermaß angepaßt, aber doch in den kleineren Nummern den Morse-Kegeln angenähert, so daß es möglich ist, wenigstens bei den kleineren Nummern, auch bei Anwendung des Gegenstückes nach der neuen Zahlenreihe die bisherigen Werkzeuge zu verwenden.

Demgemäß ist die vom Ausschuß vorgeschlagene und von den oben genannten Vereinen angenommene Zahlenreihe nach metrischem Maß aufgestellt. Die Abstufung der Durchmesser ist nicht regelmäßig, kann aber mittels der beigegebenen Formeln nach oben fortgesetzt werden.

Bei den drei kleinsten Nummern können die bisherigen Morse-Werkzeuge weiter benutzt werden. Bei der vierten Nummer, welche dem Morse-Kegel Nr. 4 entspricht, war das nicht mehr möglich; doch dürfte das wegen der verhältnismäßig seltenen Benutzung des Morse-Kegels Nr. 4 nicht erheblich sein.

Von Nr. 5 an steigen die Durchmesser um 10 mm, und die übrigen Maße ergeben sich aus den dafür aufgestellten Formeln.

Außer den Kegeln mit Lappensicherung sind auch solche mit Keilsicherung und solche mit eingeschnittenem Gewinde für Schraubenanzug aufgenommen. Damit die Reibahlen, deren Maße auch aufgenommen sind, für alle diese Befestigungsarten verwendet werden können, haben die beiden letzten Kegel am dünnen Ende verkürzt werden müssen.

Für die unwesentlichen Einzelheiten: Uebergang des Lappens in den Kegelkörper, Schlitzloch in der Kegelhülse usw., Normalmaße aufzustellen, ist nicht für erforderlich erachtet worden.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **dreiundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

G. Schlesinger: Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Der Preis jedes Heftes ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 35. **Sonnabend, den 31. August 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Neuerungen an Indikatoren.[1]

Von **A. Wagener**, Danzig.

Die zur Aufzeichnung von Kurbelweg- oder Zeitdiagrammen dienenden Indikatoren müssen im allgemeinen mit besondern Schreibzeugen versehen werden, mit denen sich gewisse für die Auswertung wichtige Linienzüge oder Marken in das Diagramm eintragen lassen. Derartige Marken geben z. B. an, welche Diagrammordinaten irgendwelchen bestimmten Kurbel- oder Kolbenstellungen, etwa den Todpunktlagen des Triebwerkes, entsprechen, weshalb sie als Todpunktmarken oder allgemein als Ortmarken bezeichnet werden können. Wenn solche Markenschreibzeuge elektromagnetisch betätigt werden, so ist unter allen Umständen die Erscheinung des Nacheilens zu beachten und die bei der Auswertung danach vorzunehmende Berichtigung der Größe nach festzustellen[2]). Es ist aber durchweg sehr erwünscht, neben den erwähnten Ortmarken noch eine andre Art von Marken in das Diagramm schreiben zu können, die man als Zeitmarken bezeichnen kann und aus denen sich ermitteln läßt, mit welcher Geschwindigkeit sich die Schreibfläche während des Indizierens bewegt hat. Bei Verwendung der bisher bekannten Einrichtungen können beide Arten von Marken mit einem und demselben Schreibzeug aufgezeichnet werden, das dann aber durch zwei verschiedene Stromsender betätigt werden muß.

Demgegenüber ist nun eine für manche Untersuchungen schätzbare Verbesserung durch Ausbildung eines Markenschreibzeuges mit federnd aufgehängtem Schreibhebel erzielt worden, wie es in Fig. 1 bis 3 dargestellt ist. In die Magnetspule dieses Schreibzeuges werden auf bekannte Weise Ströme geschickt, und zwar mit Hülfe eines Stromsenders, der mit der Hauptwelle oder der Steuerwelle der zu untersuchenden Maschine verbunden ist. Sobald ein Stromschluß herbeigeführt wird, legt sich der Anker *a* an die Pole des Magneten und verharrt, wenn der Stromkreis geschlossen bleibt, in Ruhe; der Schreibhebel *b* aber, der mit seinem in einer Gabelung der Ankerschwinge festgeschraubten Fuß *c* durch eine Blattfeder *d* verbunden ist, beginnt nach dem Ausschlag des Ankers zu schwingen, und der am Schreibhebelkopf angeordnete Schreibstift *e* zeichnet auf die bewegte Schreibfläche eine wellenförmige Linie, wie sie in Fig. 4 dargestellt ist. Aus diesem Linienzuge kann nun nicht nur die Lage bestimmter Ordinaten, etwa für die Todpunktstellungen, sondern auch die Geschwindigkeit ermittelt werden, mit der sich die Schreibfläche während des Indizierens bewegt hat, so daß ein besonderer Stromsender für Zeitmarken entbehrt werden kann. Die wellenförmige Linie, Fig. 4, ist das Bild einer gedämpften Schwingung, allerdings nicht wie üblich im normalen Koordinatensystem dargestellt, da sich die Schreibstiftspitze nicht auf einer Geraden normal zur *X*-Achse, sondern auf einer Kurve bewegt. Dieser letzte Umstand ist aber, wie sich zeigen wird, für die Auswertung belanglos. Die hier dargestellte, durch inneren und äußeren Widerstand gedämpfte Schwingung ist auf jeden Fall isochron, solange der wesentlich nur vom inneren Widerstand abhängende Dämpfungsfaktor, die Masse des schwingenden Systems und das Verhältnis der Spannung zur Durchbiegung der Feder unverändert bleiben. Werden diese Bedingungen als erfüllt vorausgesetzt, so kann die Schwingungszeit t_s aus dem vom Schreibstift aufgezeichneten Linienzug ermittelt werden, wenn die Schreibfläche mit bekannter und gleichbleibender Geschwindigkeit bewegt worden ist. Eine genaue Ausmessung der Liniengröße t_l, die im Diagramm die Schwingungszeit t_s darstellt, würde allerdings sehr umständlich sein, wenn der bei der Dämpfung tätige äußere Widerstand verhältnismäßig groß wäre. Das ist aber nicht der Fall; es kann vielmehr dieser Widerstand, der hier nur aus der zwischen dem Schreibstift und der Schreibfläche auftretenden Reibung besteht, ohne Schwierigkeit so klein gehalten werden, daß er praktisch für die Auswertung verschwindet. Dann aber kann die Größe t_l auf der Linie *L* abgemessen werden, die vom Schreibstift aufgezeichnet werden würde, wenn er bei angezogenem Anker sich in der reibungslosen Ruhelage befände. Dies geht schon aus dem hervor, was an andrer Stelle (s. l. Sp. Fußnote 2) über die Untersuchung der Eigenschwingungen des Indikators gesagt worden ist, und ist überdies durch Versuche mit dem hier zu besprechenden Schreibzeug bestätigt worden. Die Linie *L* kann in das Diagramm leicht eingetragen werden. Man braucht nur den Stromkreis zu schließen oder den Anker mit der Hand an die Magnetpole zu legen und dann den Schreibstift, nachdem er zur Ruhe gekommen ist, gegen die bewegte Schreibfläche zu drücken. Ebenso einfach kann man aber auch nachträglich bei der Auswertung die Linie *L*

[1]) nach einem am 12. Dezember 1906 im Berliner Bezirksverein gehaltenen Vortrage.

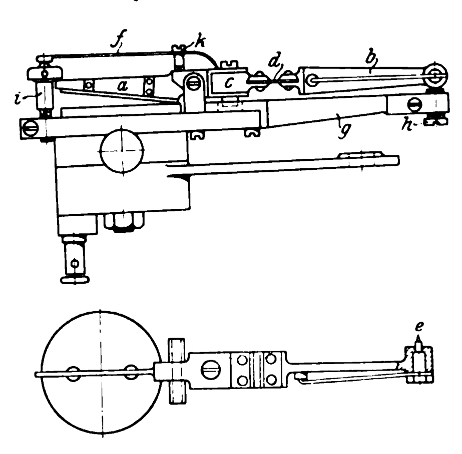
[2]) ausführlich in des Verfassers Schrift: Indizieren und Auswerten von Kurbelweg- und Zeitdiagrammen. Berlin 1906, Julius Springer.

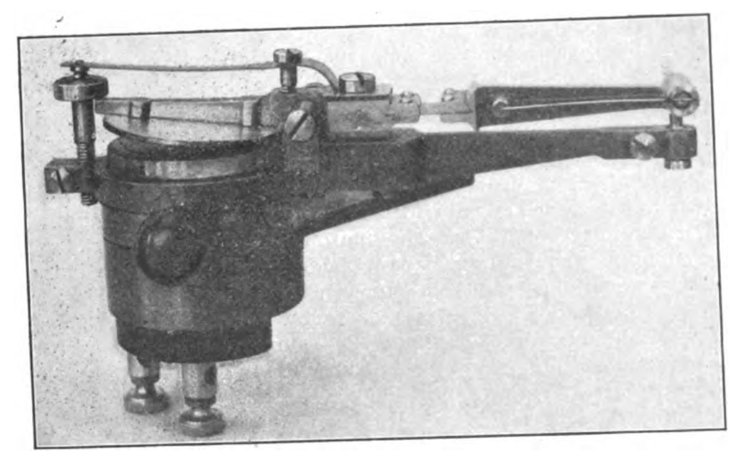
einzeichnen, wenn man ihren Abstand i von der Linie B der unteren Ruhelage einmal gemessen hat; denn dieser Abstand bleibt derselbe, solange an der Einstellung des Schreibzeuges nichts geändert wird. Irgendwelche Aenderungen an der Einstellung müssen aber vor Beendigung eines Versuches auch aus andern Gründen vermieden werden.

Wenn nun die Schwingungszeit t_s einmal bestimmt ist, so läßt sich aus dem Linienzug, den der Schreibstift bei irgend einer andern Geschwindigkeit der Schreibfläche aufzeichnet, diese Geschwindigkeit ermitteln, wonach dann auch das lineare Nacheilen leicht gefunden werden kann. Angenommen, der Stromsender sei so eingestellt, daß er in den Todpunktlagen des Triebwerkes einer zu untersuchenden Maschine den Stromkreis schließt; es möge hier beispielsweise, während sich die Schreibfläche in der Richtung des

Fig. 1 bis 3.

Markenschreibzeug mit federnd aufgehängtem Schreibhebel.





Pfeiles, Fig. 4, mit der konstanten Geschwindigkeit u bewegt, ein solcher Stromschluß in einem der inneren Todpunkte herbeigeführt werden, und zwar in dem durch die Ordinate T_i bestimmten Punkt im Diagramm. Die Zeit $\frac{r}{u}$, die von hier an bis zu dem Augenblick verfließt, wo der Schreibstift durch die Linie L geht, und die als Verspätung oder Nacheilung bezeichnet werde, ist für eine und dieselbe Einstellung des Schreibzeuges konstant, wenn die Spannung der Stromquelle, an den Magnetklemmen gemessen, bei jedem Stromschluß, der durch den Stromsender bewirkt wird, gleich groß ist, und diese Bedingung kann mit einer für technische Untersuchungen völlig ausreichenden Annäherung erfüllt werden. Nach dem vorher Gesagten ergibt sich:

$$\frac{r}{t_i} = \frac{r}{u} \frac{1}{t_s} = \text{konst.}$$

und, wenn man diese Konstante mit k bezeichnet,

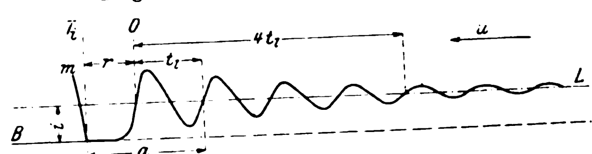
$$r = k t_i,$$

so daß für jede vom Schreibstift aufgezeichnete Schwingungslinie die Strecke r und damit auch die Lage der Ordinate T_i, die durch den Beginn der Erregung bestimmt ist, sehr einfach gefunden werden kann, nachdem die Konstante k einmal durch einen besondern Versuch ermittelt worden ist.

In der bereits erwähnten Abhandlung des Verfassers ist gezeigt, daß das Nacheilen des Markenschreibzeuges leicht gemessen werden kann, wenn man den Strom durch Berührung der Indikatortrommel mit einer auf besonderm Zylinderdeckel isoliert befestigten Schleiffeder schließt. Es wird dann ein Blatt aufgespannt, das mit rechteckigen Ausschnitten versehen ist, und in diesen Ausschnitten erfolgt die stromschließende Berührung zwischen der Schleiffederspitze und dem Mantel der umlaufenden Trommel. Die gleiche Vorrichtung kann auch zur Bestimmung der Konstanten k benutzt werden; nur muß man hier die Länge des Ausschnittes und damit die Dauer des Stromschlusses so bemessen, daß der Schreibhebel

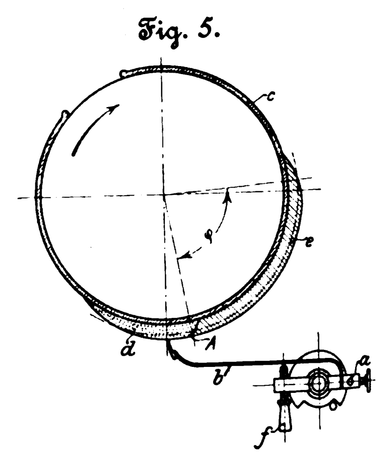
Fig. 4.

Diagramm einer gedämpften Schwingung.



genügend ausschwingen kann. Statt des mit Ausschnitten versehenen Papierblattes verwendet man bequemer einen federnden Schleifring, wie er in Fig. 5 schematisch dargestellt ist. Dieser Ring wird etwas aufgebogen und über die Indikatortrommel geschoben, auf der er dann mit genügender Reibung festsitzt; darunter wird als Schreibfläche ein schmaler Papierstreifen aufgespannt. Die von der Stromquelle kommende Leitungsschnur wird durch die Klemme a mit der Schleiffeder b verbunden, während Schleifring, Indikator und Maschine als Rückleitung benutzt werden. Auf dem Ring c ist ein Kontaktbogen e aus Messing von etwa 6 mm Höhe befestigt und davor ein nockenförmiges Isolierstück d aus Hartgummi oder Stabilit. Die Schleiffeder wird mittels der Schraube f so eingestellt, daß ihre Spitze um etwa 4 mm vom Ringe c absteht. Läuft jetzt die Trommel in der Pfeilrichtung um, so wird die Schleiffeder von dem Isolierstück d zunächst etwas angehoben und schließt dann den Stromkreis, sobald sie bei A den Kontaktbogen e berührt. Während der Dauer des Stromschlusses durchläuft die Trommel einen Winkel β, der infolge der Durchbiegung der Schleiffeder um ein geringes kleiner ist als der Winkel φ; jedenfalls ist aber β konstant, und der Stromkreis wird auch immer an derselben Stelle geschlossen und wieder geöffnet, solange die Einstellung der Schleiffeder unverändert bleibt. Drückt man die Schleiffeder und das Markenschreibzeug gleichzeitig an, während die Trommel mit gleichbleibenber Geschwindigkeit umläuft, so wird eine Linie der Art aufgezeichnet, wie sie in Fig. 4 bereits gezeigt worden ist, und die Strecke t_i kann gemessen werden. Dreht man nachher die Trommel mit der Hand sehr langsam, so zeichnet der Schreibstift eine Marke m auf, wodurch die Lage der Ordinate T_i bestimmt ist. Man erhält dann r als Abstand der Ordinaten T_i und O und hat damit die Konstante k als Verhältnis von r zu t_i. Offenbar ist es an sich gleichgültig, mit welcher Geschwindigkeit die Trommel während eines solchen Versuches umläuft; erforderlich ist nur, daß diese Geschwindigkeit vollkommen oder mit genügender Annäherung konstant ist. Ist die Geschwindigkeit der Trommel aber außerdem der Größe nach bekannt,

Fig. 5.



so kann das Diagramm gleichzeitig zur Ermittlung der Schwingungszeit t_s benutzt werden. Fig. 6 zeigt die Abbildung der beschriebenen Meßvorrichtung in Verbindung mit dem Indikator, während in Fig. 7 einige damit indizierte Diagramme D1 bis D5 nach photographischer Aufnahme wiedergegeben sind. Diese sind je einem aus 3 Diagrammen bestehenden Satz einer Versuchsreihe entnommen worden, bei der die Indikatortrommel mit 5 verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten gedreht wurde; die abgerundeten Werte von u sind auf den Diagrammen vermerkt. Sie sind aus den in den Diagrammen gemessenen Werten von t_l berechnet, nachdem die Schwingungszeit für den verwendeten Schreibhebel vorher durch einen besondern Versuch zu $t_s = 0{,}018$ sk bestimmt worden war. Es ist hier überall statt des Verhältnisses $r : t_l$ das Verhältnis $\varrho : t_l$, D5 Fig. 7, ermittelt worden, wobei sich folgende Werte ergaben:

Fig. 6.

Meßvorrichtung und Indikator.

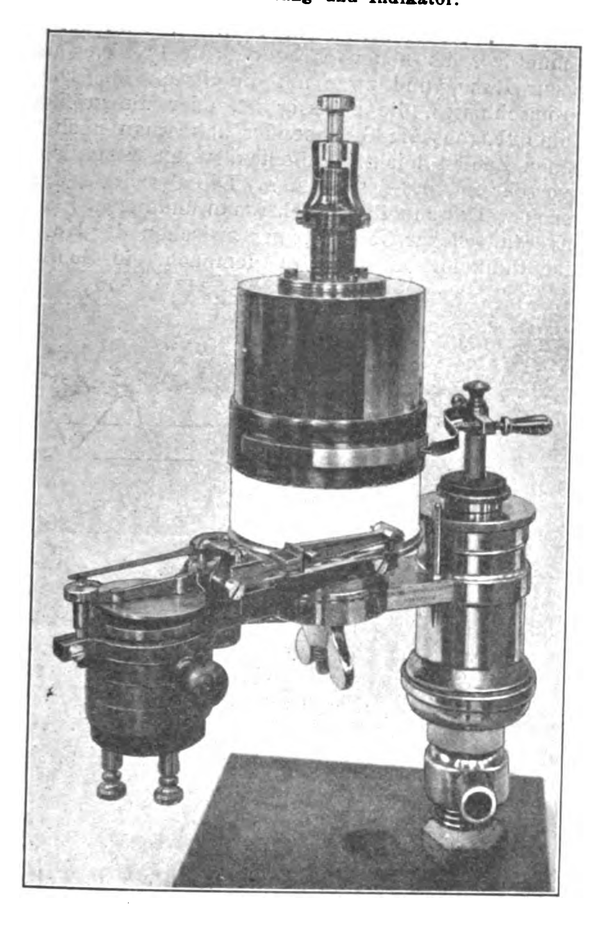
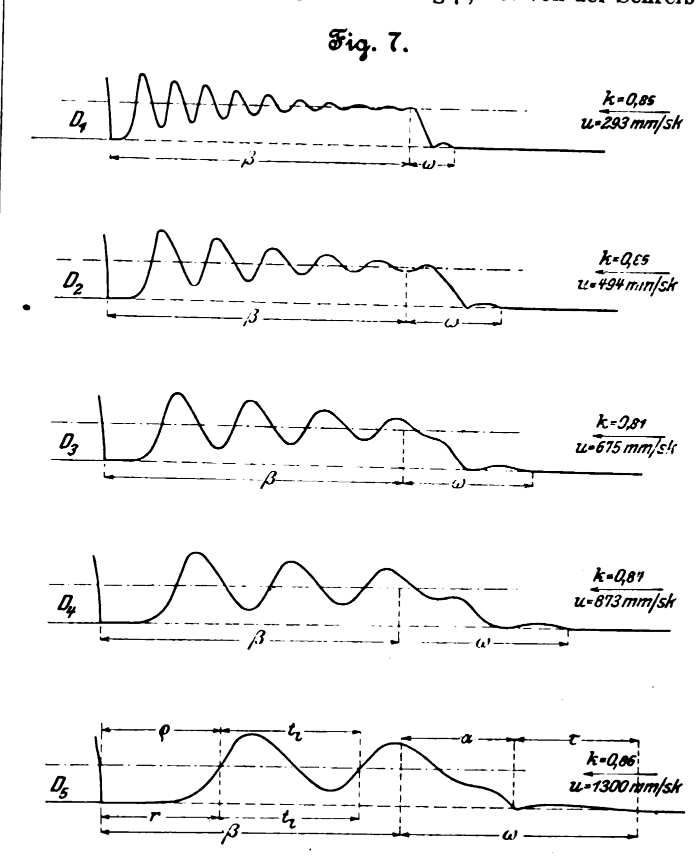


Diagramm	D1	D2	D3	D4	D5
$\varrho : t_l =$	0,85	0,86	0,81	0,84	0,86

Der Mittelwert ist also 0,84, der gleiche wie der für alle 15 Diagramme der Versuchsreihe. Als größter Wert für $\varrho : t_l$ wurde 0,87, als kleinster 0,8 gefunden. Der Unterschied zwischen dem Mittelwert und dem am meisten davon abweichenden Einzelwert beträgt also 0,04. Der Einfluß dieses Fehlers auf die Lage der Todpunktordinaten ist von Fall zu Fall zu bestimmen. Angenommen z. B., es werden unter Benutzung des hier verwendeten Schreibhebels Kurbelwegdiagramme an einer Maschine indiziert, die 150 Uml./min, also 5 Kolbenhübe in der Sekunde, macht. Die Indikatortrommel werde unter Einschaltung von Vorgelegerollen von der Hauptwelle angetrieben und drehe sich mit einer mittleren Umfangsgeschwindigkeit von 675 mm/sk, wie bei D3 Fig. 7. Wenn für beide Todpunkte die Ordinaten im Diagramm gefunden werden sollen, so ergibt sich für je zwei aufeinander folgende Ordinaten ein mittlerer Abstand von $\frac{675}{5} = 135$ mm. Ferner ergibt die Ausmessung der Schwingungslinie im Mittel $t_l = 12{,}2$ mm, so daß der Mittelwert $\varrho = 0{,}84 \cdot 12{,}2 = 10{,}25$ mm erhalten würde. Der dem vorher angegebenen Unterschied von 0,04 entsprechende Fehler beträgt aber $0{,}04 \cdot 12{,}2 = 0{,}49$ mm, so daß die ermittelte Lage einer Todpunktordinate um diesen Betrag von der wahren Lage abweichen kann. Die nächste Ordinate kann um den gleichen Betrag nach entgegengesetzter Richtung falsch liegend gefunden werden, und die einem Kolbenhub entsprechende Diagrammlänge, deren Mittelwert 135 mm sein müßte, würde dann um rd. 1 mm zu groß oder zu klein werden. Im besondern ist zu entscheiden, ob dieser Fehler mit Rücksicht auf die geforderte Genauigkeit der Untersuchung vernachlässigt werden darf.

Die Diagramme D1 bis D5 geben noch zu folgenden Bemerkungen Anlaß. Gemäß der Wirkungsweise der vorher besprochenen Einrichtung ist der Weg β, der von der Schreib-

Fig. 7.

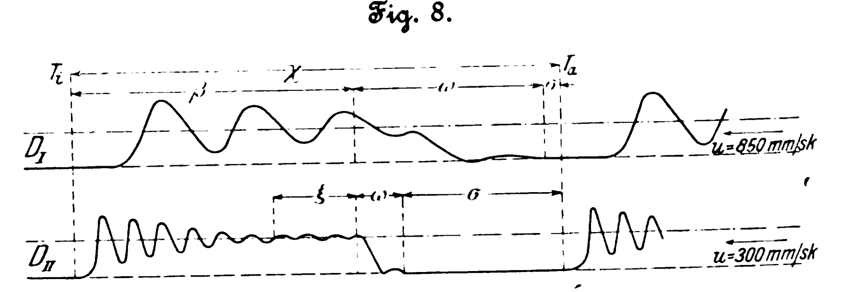


fläche während der Dauer des Stromschlusses durchlaufen wurde, überall gleich groß; die Einstellung der Schleiffeder ist oben während der ganzen Versuchsreihe unverändert geblieben. Aehnlichen Verhältnissen begegnet man beim Indizieren von Kurbelwegdiagrammen, wovon später noch die Rede sein wird. Nachdem nun der Stromkreis geöffnet worden ist, tritt eine Störung des Schwingungsvorganges ein, und zwar in dem Augenblicke, wo die Spannung der Feder f die Ankerscheibe a, Fig. 1, nach oben zu beschleunigen beginnt. Die Zeit $\frac{\alpha}{u}$ — s. D5, Fig. 7 —, die von der Oeffnung des Stromkreises bis zu dem Zeitpunkte verfließt, wo der Schreibstift die Linie der unteren Ruhelage erreicht, hängt von einer größeren Anzahl von Umständen ab, unter denen die Masse des ganzen Systems, die Spannung der Feder f und die Stellung eine Rolle spielen, in der sich der Schreibstift in dem Augenblick befindet, wo die Störung des Schwingungsvorganges eintritt. Der Wert des Verhältnisses $\alpha : t_l$ ist daher durchaus nicht etwa konstant. In dem Augenblicke, wo der Schreibstift die Linie der unteren Ruhelage erreicht, trifft der Kopf des Schreibhebels die am Ende des Armes g sitzende Stellschraube h mit einem Stoß. Dabei wird sich der Arm g etwas durchbiegen, aber auch wenn das nicht geschähe, wäre der Stoß nicht vollkommen unelastisch. Der Schreibhebel macht also noch einen kleinen

Sprung, der in den Diagrammen auch deutlich zu erkennen ist, und erreicht nach einer Zeit $\frac{\tau}{u}$ — s. D 5 — die Linie der unteren Ruhelage ein zweites Mal. Von da an sind bei richtiger Einstellung des Schreibzeuges keine weiteren Schwingungen des Schreibhebels mehr in den Diagrammen zu erkennen. Die Energie des vorher erwähnten Stoßes ist im allgemeinen verschieden groß, was ohne weiteres aus den bereits angeführten Umständen folgt, die für die Zeit $\frac{a}{u}$ maßgebend sind; denn diese bedingen auch, daß die Stoßgeschwindigkeit nicht immer gleich groß ist. Daraus geht hervor, daß der Wert des Verhältnisses $\tau : t_i$ und daher auch der des Verhältnisses $\omega : t_i$ ebenfalls nicht konstant ist. Allerdings sind die Unterschiede nicht erheblich; für die Diagramme D 1 bis D 5 z. B. schwanken die Werte von $\omega : t_i$ zwischen etwa 1,4 und 1,8. Wie sich zeigen wird, sind diese Werte, oder wenigstens der größte von ihnen, zuweilen von gewissem Interesse, und man ermittelt dann diesen Höchstwert am besten versuchsweise, indem man einfach solche Diagramme, wie sie in Fig. 7 dargestellt sind, bei 5 oder 6 verschiedenen Geschwindigkeiten innerhalb der in Betracht kommenden Grenzen aufzeichnet, was sich ohne viel Mühe und Zeitaufwand durchführen läßt. Jedenfalls ist es erwünscht, den Höchstwert von $\omega : t_i$ möglichst klein zu halten, was durch eine geeignete Einstellung des Schreibzeuges erreicht werden kann. Man entspannt zunächst die Blattfeder f vollkommen, dreht die Stellschraube i, Fig. 1, hoch heraus und bestimmt die Linie der unteren Ruhelage des Schreibstiftes durch Einstellen der Schraube h, während der Kopf des Schreibhebels auf dieser aufliegt. Dann dreht man die Stellschraube i soweit abwärts, bis die Anschlagfläche ihres Kopfes von dem Ende des über die Ankerscheibe a gehenden Steges einen Abstand von etwa $^1/_2$ bis $^3/_4$ mm hat, und spannt schließlich die Blattfeder f mittels der Schraube k so lange vor, bis zwischen dem vorher erwähnten Stegende des Ankers und dem Kopf der Schraube i gerade Berührung eintritt. Dies gilt für senkrechte Lage des Indikators; soll dieser geneigt oder wagerecht angebaut werden, so kann man die Feder f noch etwas stärker anspannen. Man trifft hierbei das Richtige leicht nach wenigen Versuchen.

Offenbar ist es erwünscht, hinter den einzelnen Todpunktmarken den Schreibhebel möglichst lange ausschwingen zu lassen. Denn für die Teile des Diagrammes, über die sich die Schwingungslinien mit so großen Ausschlägen erstrecken, daß die Größe t_i für die Einzelschwingungen noch sicher gemessen werden kann, läßt sich die mittlere Geschwindigkeit der Schreibfläche für eine Anzahl verhältnismäßig kleiner Zeitabschnitte ermitteln, was vielfach sehr erwünscht ist. Man erhält ja dort für das Geschwindigkeitsdiagramm ebenso viele Ordinaten, wie Einzelschwingungen aufgezeichnet worden sind, für die man die Größe t_i noch sicher ausmessen kann. Die Amplituden und damit die Anzahl der noch gut ausmeßbaren Einzelschwingungen wachsen nun unter sonst gleichen Umständen bis zu einer gewissen Grenze mit der Spannung der Stromquelle, die auf die Stärke der Erregung von Einfluß ist, und man könnte danach von Fall zu Fall die Dauer des Stromschlusses so bemessen, daß man die jeweilig günstigsten Verhältnisse erhielte. Dem ist aber durch die Bedingung eine Schranke gesetzt, daß der Schreibstift beim Beginn jeder neuen Erregung die Linie der unteren Ruhelage endgültig erreicht haben muß, da nur dann darauf zu rechnen ist, daß das Verhältnis $r : t_i$ oder $\varrho : t_i$ den bereits bekannten oder noch zu ermittelnden konstanten Wert hat, d. h. da man nur unter der genannten Bedingung sicher ist, bei der Bestimmung der Lage der Todpunktordinaten die durch besonderen Versuch bereits festgestellten oder noch festzustellenden Fehlergrenzen nicht zu überschreiten. Wie lange nun im einzelnen Falle bei der Betätigung des Schreibzeuges der Stromkreis höchstens geschlossen bleiben darf, erkennt man leicht aus einer Erwägung folgender Art. Angenommen, es sollen an einer Maschine bei einer in weiten Grenzen veränderlichen Umlaufzahl Kurbelwegdiagramme indiziert werden, wobei die Lage der Ordinaten für beide Todpunktstellungen des Kurbeltriebes zu bestimmen sei. Die Indikatortrommel werde unter Einschaltung eines Vorgeleges mit konstanter Uebersetzung von der Hauptwelle der Maschine angetrieben, und mit dieser sei auch der Stromsender verbunden, der also bei jedem Umlauf der Maschinenkurbel den Stromkreis zweimal schließen muß, nämlich in den beiden Todpunktstellungen. In den schematisch dargestellten Diagrammen D I und D II, Fig. 8, seien T_i und T_a die Ordinaten für einen inneren und den darauf folgenden äußeren Todpunkt, so daß bei einer mittleren Geschwindigkeit u der in der Pfeilrichtung sich bewegenden Schreibfläche die Zeit eines halben Kurbelumlaufes oder eines Kolbenhubes $\frac{\chi}{u}$ beträgt. In das Markenschreibzeug Fig. 1 sei ein Schreibhebel eingesetzt, dessen Schwingungszeit $t_s = 0{,}018$ sk betrage. Das Diagramm D I möge einer Umlaufzahl der Maschine von 300 i. d. Min. entsprechen. Vorher sei ermittelt worden $\varrho : t_i = 0{,}8$ und als Höchstwert $\omega : t_i = 2{,}1$. Dann ist gegen das Diagramm D I sicher nichts einzuwenden, denn der Schreibstift kommt vor der neuen Erregung, die in T_a erfolgt, endgültig zur Ruhe, und zwar um die Strecke σ. Die Dauer des Stromschlusses, die zulässig ist, oder die größte Länge des Kontaktbogens am Stromsender kann man nach den angegebenen Zahlen leicht bestimmen, wenn man für σ einen Wert vorschreibt, etwa $\sigma = 3$ mm. Die Strecke χ kann man ja versuchsweise schnell ermitteln; man finde etwa $\chi = 85$ mm. Bei unveränderlicher Uebersetzung zwischen der Kurbelwelle und der Indikatortrommel wird demnach die Schreibfläche

Fig. 8.



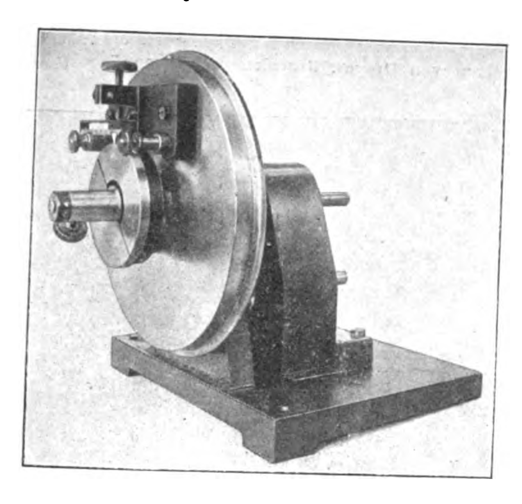
während eines halben Kurbelumlaufes stets einen Weg von 85 mm zurücklegen. Bei 300 Kurbelumläufen i. d. Min. wird also die Geschwindigkeit der Schreibfläche $\frac{2 \cdot 300 \cdot 85}{60} = 850$ mm/sk sein. Dabei erhält man $t_i = u\, t_s = 850 \cdot 0{,}018 = 15{,}3$ mm und $\omega = 2{,}1\, t_i =$ rd. 33 mm. Da außerdem vorgeschrieben war $\sigma = 3$ mm, so ergibt sich $\beta = \chi - (\omega + \sigma) = 49$ mm. Da χ einem Kurbelwinkel von 180° entspricht, so ist also der Winkel des Kontaktbogens $180 \cdot \frac{49}{85} =$ rd. 95°. Angenommen nun, die Maschinengeschwindigkeit werde während des Versuches, etwa infolge einer Ueberlastung, sehr stark verringert, beispielsweise auf ungefähr ein Drittel der gewöhnlichen Umlaufzahl. Dafür würde man dann mit demselben Schreibhebel ein Diagramm wie D II erhalten, das einer Umlaufzahl von rd. 106 i. d. Min. entsprechen würde. Man sieht, daß hierfür die Strecke β überflüssig lang wird, denn es zeigt sich, daß etwa auf der Strecke ξ nur noch sehr kleine Amplituden erhalten werden und die Schwingungslinie die Linie der reibungslosen Ruhelage unter so spitzen Winkeln schneidet, daß die Lage der Schnittpunkte nicht mehr hinreichend genau erkannt werden kann. Aus den Diagrammen ist auch zu ersehen, daß man denselben Schreibhebel in Verbindung mit dem gleichen Kontaktbogen am Stromsender und bei unverändertem Uebersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und Schreibfläche für eine Umlaufzahl von viel mehr als 300 i. d. Min. nicht würde verwenden können. Es könnte höchstens noch eine solche Steigerung der Umlaufzahl eintreten, daß $\sigma = 0$ würde.

Man müßte also, wenn bei noch beträchtlich höherer Umlaufzahl indiziert werden sollte, einen kürzeren Kontaktbogen am Stromsender verwenden und, wenn nötig, gleichzeitig einen Schreibhebel von kürzerer Schwingungszeit einsetzen oder die Uebersetzung ändern. Hieraus geht hervor, daß man sich bei der Wahl der Verhältnisse zunächst nach

der höchsten Umlaufzahl zu richten hat, bei der indiziert werden soll. Dabei muß die Strecke σ der Sicherheit halber noch etwa 2 bis 3 mm betragen. Wird die Umlaufzahl voraussichtlich nur wenig unter den bekannten Höchstbetrag sinken, so verwendet man zweckmäßig einen Schreibhebel von kleiner Schwingungszeit, um viele Schwingungen zu erhalten. Wird aber voraussichtlich die höchste Umlaufzahl nur ausnahmsweise erreicht werden und die Maschine in der Regel viel langsamer laufen, so verwendet man besser einen Schreibhebel von größerer Schwingungszeit, damit die Strecke ξ nicht unnötig lang werde. Anderseits darf die Schwingungszeit des gewählten Schreibhebels nicht so groß sein, daß etwa der Stromkreis geöffnet würde, bevor noch die erste Einzelschwingung aufgezeichnet wäre.

Daß ein und derselbe Schreibhebel sich nicht gleich günstig bei sehr verschiedenen Umlaufzahlen verwenden läßt, wurde vorher schon gezeigt, und dies ist, weil es in der Natur der Sache liegt, nicht zu vermeiden. Wesentlich vorteilhafter stellen sich die Dinge, wenn man an der zu untersuchenden Maschine mit zwei oder mehr Indikatoren arbeitet. Deren Trommeln kann man leicht so antreiben, daß ihr Uebersetzungsverhältnis zur Maschinenwelle, also auch unter einander, mit ausreichender Annäherung konstant bleibt. Dann kann man die Markenschreibzeuge der einzelnen Indikatoren mit Schreibhebeln von verschiedener Schwingungszeit versehen, und zwar so, daß jeder davon bei einer bestimmten Umlaufzahl am günstigsten arbeitet und die mit verschiedenen

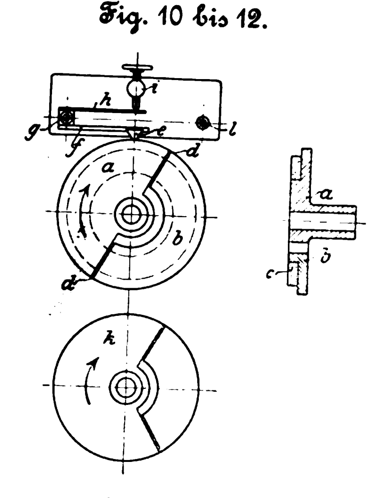
Fig. 9. Stromsender.



Indikatoren aufgenommenen Diagramme einander in brauchbarer Weise ergänzen. Auch derartig läßt sich mit zwei Indikatoren vorteilhaft arbeiten, daß das Markenschreibzeug des einen immer nur im innern und das des andern im äußeren Todpunkt betätigt wird. Ersichtlich ist endlich, daß man hinsichtlich der Bemessung von β und der Wahl eines Schreibhebels von passender Schwingungzeit desto größere Freiheit gewinnt, je weniger sich die Kurbelgeschwindigkeit der Maschine während des Indizierens ändert. Alle diese Verhältnisse mögen auf den ersten Blick etwas verwickelt erscheinen; sie sind es aber keineswegs, sondern man übersieht sie schnell und sicher, sobald man die beschriebenen Einrichtungen in Gebrauch hat.

Als recht brauchbar für die Betätigung des Markenschreibzeuges hat sich ein Stromsender bewährt, von dem Fig. 9 eine Abbildung zeigt, während seine wesentlichen Teile in Fig. 10 bis 12 schematisch dargestellt sind. Von den zu einer Schleifscheibe zusammengesetzten Sektoren *a* und *b* ist *a* mit einer Nabe versehen, die auf einer kurzen, gut gelagerten Welle in beliebiger Stellung festgeklemmt werden kann. Diese Welle wird in später zu beschreibender Weise mit der Hauptwelle der zu untersuchenden Maschine verbunden. Die beiden Sektoren *a* und *b* werden durch einen Stabilit- oder Hartgummiring *c* fest zusammengehalten, sind aber gegeneinander isoliert; in den nur $^1/_3$ mm breiten Fugen *d* liegt eine Glimmerschicht. Den Umfang der Scheibe berührt der auswechselbare Kopf *e* eines Schleifhebels *f*, der sich um den Bolzen *g* drehen kann. Der Druck zwischen der Scheibe und dem Kopf der Schleiffeder läßt sich durch eine mit dieser verbundene Blattfeder *h* und die Stellschraube *i* einregeln. In der gezeichneten Stellung ist der Stromkreis geschlossen. Der Strom geht etwa von einer Klemme der Stromquelle über *i, h, f, e, a* zu der kleinen Welle, auf der *a* befestigt ist, und durch diese zur Hauptwelle der Maschine. Von irgend einer andern passenden Stelle der Maschine führt dann eine kurze Leitungsschnur zu der einen Klemme am Magneten des Markenschreibzeuges, während dessen andre Klemme unter Einfügung eines Ausschalters mit der zweiten Klemme der Stromquelle verbunden ist. Die Sektoren *a* und *b* bestehen aus demselben Material — bei dem in Fig. 9 dargestellten Stromsender ist dazu naturharter Stahl verwendet worden —, und die Berührungsfläche des Kopfes *e* ist breiter als die Fuge *d*, so daß stets ein stoßfreies Gleiten stattfindet. Diese Teile lassen sich staubfrei einschließen, und eine Verschmutzung der leitenden Teile, die der Pünktlichkeit Abbruch tun könnte, mit der ja der Stromschluß eintreten muß, ist bisher auch während längerer ununterbrochener Benutzung des Stromsenders nicht beobachtet worden. Eingestellt wird der Stromsender in folgender Weise. Man löst die Schleifscheibe und dreht sie so, daß der Kopf *e* mit dem Sektor *b* in Berührung ist; dann stellt man den Kurbeltrieb der Maschine in eine der Todpunktlagen und dreht die Schleifscheibe sehr langsam in der Pfeilrichtung, bis der Stromkreis geschlossen wird und der Anker des Markenschreibzeuges ausschlägt; in dieser Stellung endlich wird die Nabe von *a* auf der Welle festgeklemmt.

Fig. 10 bis 12.



Um die Dauer des Stromschlusses ändern zu können, lassen sich beliebig viele verschieden geteilte Scheiben einsetzen, beispielsweise wie *k*, Fig. 11, bei der die Kurbel während der Dauer des Stromschlusses einen um 60° größeren Winkel durchläuft. Solche Scheiben schließen den Stromkreis nur einmal bei jedem Umlauf der Maschinen-Hauptwelle, wenn sie mit dieser unmittelbar gekuppelt sind. Es kann also dann nur für einen Todpunkt die Ordinate im Diagramm gefunden werden. Sollen beide Todpunktordinaten ermittelt werden können, so wird die Schleifscheibe nicht unmittelbar mit der Maschinenwelle verbunden, sondern mittels der kleinen Hülfswelle, deren freies Ende in Fig. 9 unterhalb der Scheibenwelle zu bemerken ist. Beide Wellen stehen durch reichlich breite Zahnräder, deren schräge Zähne sauber geschnitten sind, in Verbindung, und die Uebersetzung ist 1:2, so daß die obere Welle mit doppelt so großer Geschwindigkeit wie die untere umläuft. Dabei ist es ein Vorteil, daß der Stromschluß immer an einer und derselben Stelle der Schleifscheibe beginnt, auch wenn der Stromkreis in beiden Todpunktlagen geschlossen wird. Nur für die eine von diesen braucht vor Beginn des Versuches die Schleifscheibe eingestellt zu werden. Vorauszusetzen ist dabei allerdings, daß die Maschinenkurbel von der einen bis zur andern Todpunktlage einen Winkel von genau 180° durchläuft, was nicht bei allen Maschinen der Fall ist. Durchweg sind aber die Abweichungen, sofern solche vorhanden sind, sehr gering. Sehr empfehlenswert ist es, besondere Scheiben für Rechts- und Linksdrehung zu verwenden und bei Linksdrehung den Schleifhebel *f* auf den Bolzen *l* zu stecken. An der Stelle der leitenden Sektoren nämlich, wo der Stromkreis unterbrochen wird, tritt infolge des Oeffnungsfunkens mit der Zeit eine Beschädigung ein, ebenso an der entsprechenden Stelle des Kopfes *e*, wonach es mit Rücksicht auf ein genaues Arbeiten des Stromsenders nicht erwünscht ist, an diesen etwas

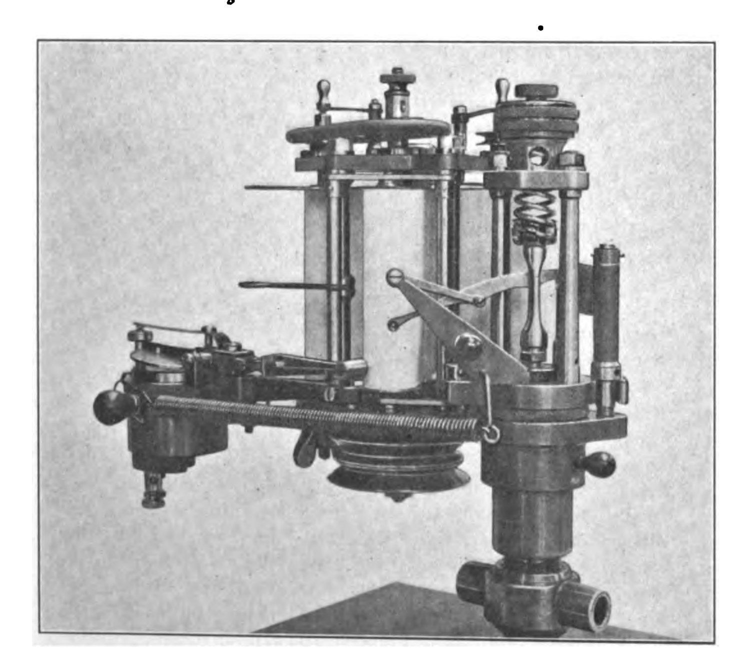
beschädigten Stellen ein andres Mal den Stromschluß beginnen zu lassen, was ja bei Linksdrehung der gleichen Scheibe der Fall sein würde. Indessen ist es nicht unbedingt erforderlich, solche besondern Scheiben für beide Drehrichtungen zu benutzen; die erwähnten Beschädigungen durch die Oeffnungsfunken machen sich erst nach längerer Benutzung unangenehm bemerkbar, und man kann die Vorrichtung wieder vollkommen instandsetzen, indem man den Kopf *e*

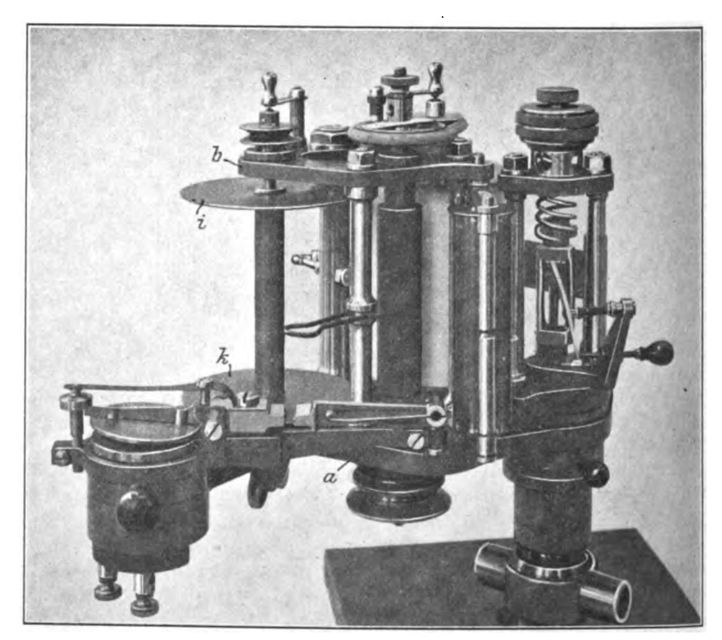
Fig. 13.

gegen einen neuen auswechselt und von der Schleifscheibe einen feinen Span abdreht. Zur Verbindung des Stromsenders mit der Maschinenwelle muß an deren einer Stirnseite gleichachsig ein kleiner Zapfen mit stramm gehendem Gewinde eingeschraubt werden, der von dem gleichen Durchmesser ist wie die beiden Wellenenden des Stromsenders. Man schraubt ihn auf einem Tisch oder Bock oder sonstigen leicht anzubringenden Gestell in passender Lage fest und stellt dann die Verbindung durch eine mit zwei Kupplungshülsen versehene Stange von etwa 300 mm Länge und etwa 4 mm Stärke her. Diese wirkt wie eine biegsame Welle, was insofern erwünscht ist, als eine genaue gleichachsige Aufstellung des Stromsenders zuweilen nicht ohne größere Umständlichkeiten erreicht werden kann. Wenn kein Ende der Maschinenwelle frei ist, sondern etwa an beiden Enden Stirnkurbeln sitzen, so muß an einer davon eine Gegenkurbel angebracht werden. Meist sind Schmierkurbeln angeordnet, und der Verbindungszapfen kann dann an einer von diesen befestigt werden, wobei allerdings der vorhandene Oelring in der Regel durch einen solchen von etwas größeren Abmessungen ersetzt werden muß. Die schematische Skizze Fig. 13 zeigt eine solche Anordnung. Besser noch, wenn auch etwas teurer, ist eine Verbindungsstange von etwa 8 mm Dmr., an deren Enden die Kupplungshülsen nicht starr, sondern durch spielfrei gehende Kreuzgelenke befestigt sind.

Will man sich nicht mit der Aufzeichnung einzelner Diagramme begnügen, sondern eine größere Anzahl von Diagrammen ohne Unterbrechung indizieren, so ist es vorteilhaft, statt einer umlaufenden Trommel einen Walzensatz zu verwenden, durch den ein langer Papierstreifen fortbewegt wird. Einen derartigen von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover nach dem Entwurf des Verfassers ausgeführten Indikator stellen Fig. 14 und 15 dar. Einen Querschnitt durch den Walzensatz, aus dem die Führung des Papierstreifens zu ersehen ist, und einen Aufriß der oberen Lagerplatte zeigen die schematischen Figuren 16 und 17. Zwei Walzen und zwei Spulen laufen mit ihren Wellenzapfen in den Lagerplatten *a* und *b*. Die untere *a* ist mit dem Indikatorzylinder zusammengegossen. Beide Lagerplatten sind durch eine stärkere Säule *c* und zwei schwächere Säulen *d* sehr steif miteinander verbunden. Auf der Welle der Treibwalze *e* sitzt unterhalb der Lagerplatte *a* eine feste Schnurscheibe für den Antrieb, und darüber läuft auf einem besondern Hohlzapfen eine lose Scheibe. Diese beiden Scheiben liegen dicht nebeneinander und sind derartig ausgebildet, daß die Triebschnur sehr leicht mit der Hand von der einen auf die andre übergeführt werden kann, so daß sich die Vorrichtung jederzeit leicht in und außer Betrieb setzen läßt. Die Schreibwalze *f* ist in einem Rahmen gelagert, der um die Achse *g* zur bequemen Einführung des Papierstreifens nach außen geschwungen werden kann. Ist der Papierstreifen zwischen den Walzen durchgezogen und an der Sammelspule festgemacht, so wird die Schreibwalze wieder in die richtige Lage gebracht und durch die Bogenfeder *h* gegen die Treibwalze *e* gedrückt.

Fig. 14 und 15. Indikator zur Aufnahme fortlaufender Diagramme, gebaut von Dreyer, Rosenkranz & Droop.



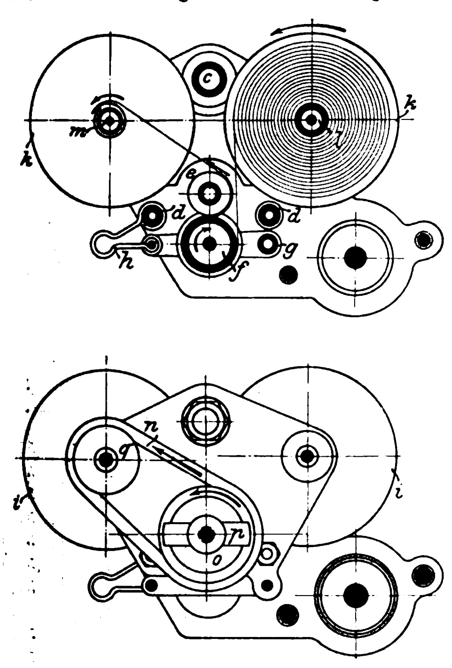


Die Vorratspule *l* und die Sammelspule *m* sind an beiden Enden mit Führungsscheiben *i* und *k* versehen, von denen die oberen sich leicht abnehmen lassen. Dies ist erforderlich, um den Papiervorrat bei *l* aufstecken und nach Durchgang des Streifens durch die Walzen von der Sammelspule *m* abnehmen zu können. Zu diesem Zweck sind auch die Spulen *l* und *m* so gelagert, daß man sie mit einem Griff zwischen den Lagerplatten herausnehmen und ebenso leicht wieder einsetzen und sicher befestigen kann. Die Vorratrolle *l* faßt einen Papierstreifen von rd. 80 mm Breite und etwa 45 m Länge; man kann also beispielsweise 200 Diagramme von je 200 mm Länge mit Sicherheit in ununterbrochener Folge indizieren. Dabei lassen sich beide Schreibzeuge mittels einer gemeinsamen Schraubenfeder andrücken, so daß man, beispielsweise zur Untersuchung eines Regelungsvorganges, nur im geeigneten Augenblick den Schalter in der Stromleitung zu

drehen, den Indikatorhahn zu öffnen und die Triebschnur von der losen Scheibe auf die feste Scheibe zu leiten hat. Lose und feste Scheibe lassen sich übrigens auch durch eine Schraube kuppeln, so daß dann zwei oder mehrere Indikatoren durch Triebschnüre miteinander verbunden werden können. In diesem Falle wird in den zum ersten Indikator gehenden Antrieb eine Reibungskupplung eingefügt, mit deren Hülfe dann die untereinander verbundenen Indikatoren gleichzeitig ein- und auszurücken sind. Die Papierstreifen sind einseitig für Beschreiben mit Metallstiften hergerichtet. Bezüglich ihrer Aufwicklung auf die Sammelspule *m* ist noch folgendes zu bemerken. Angetrieben wird die auf dem oberen Ende der Spulenwelle sitzende Schnurscheibe *q* durch eine Gummischnur *n*, Fig. 17, von der Schnurscheibe *o*; diese ist aber mit dem oberen Wellenende der Treibwalze nicht starr verbunden, sondern sitzt lose darauf und wird nur durch die Reibung der mit der Welle gegen Verdrehung gesichert verbundenen Blattfeder *p* mitgenommen, deren Spannung sich beliebig einregeln läßt. Offenbar ist dies deshalb erforderlich, weil das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten der Spule *m* und der Walze *e* sich fortwährend verändert, der Papierstreifen aber zwischen der Schreibwalze *d* und der Sammelspule *m* immer mit genügender Straffheit gespannt sein

Fig. 16 und 17.

Schematische Darstellung des Indikators Fig. 14 und 15.



muß. Zwischen der Schnurscheibe *o* und der Reibungsfeder *p* findet also Gleiten statt, und zwar mit desto größerer Geschwindigkeit, je mehr der Durchmesser der auf *m* auflaufenden Papierrolle wächst. Der Indikator ist für kühl liegende Druckfedern eingerichtet, deren Anordnung die zur Messung des Nacheilens dienende Vorrichtung besonders bequem anzubauen ermöglicht. Hierüber ist nur grundsätzlich zu bemerken, daß damit das Hauptschreibzeug des Indikators zwischen zwei Grenzlagen hin- und herbewegt werden kann, wobei je ein Stromschluß herbeigeführt wird. In dem vom Hauptschreibzeug aufgezeichneten Linienzug entstehen scharf ausgeprägte Ecken, durch deren Projektion auf die vom Markenschreibzeug gezeichnete Grundlinie der Zeitpunkt, in dem die Erregung beginnt, zuverlässig ermittelt werden kann. Ist das Nacheilen bestimmt, so kann man sich auch jederzeit hinsichtlich der Schwingungszeit der verwendeten Schreibhebel eine gute Kontrolle schaffen, wenn man mit sorgsam angeordneten Schnurtrieben auf einer Maschine von genügend kleinem Ungleichförmigkeitsgrad, etwa $\delta = 1/_{120}$ oder kleiner, während eines Zeitabschnittes, in dem die mittlere Umlaufzahl der Maschine, bezogen auf die Dauer eines Umlaufes, sich nur wenig ändert, mit dem Markenschreibzeug Kurbelwegdiagramme indiziert und gleichzeitig die mittlere Umlaufzahl der Maschine mit Hülfe des Tachoskopes bestimmen läßt. Mit dem aus den aufgezeichneten Schwingungslinien gewonnenen Mittelwert hat man dann immer eine sehr gute Annäherung.

Der vorher beschriebene sehr sorgfältig ausgeführte Indikator hat sich nach wenigen geringfügigen Aenderungen von Anfang an als recht brauchbar bewährt. Die beweglichen Teile laufen mit großer Leichtigkeit, und die gewählten Abmessungen haben sich überall als völlig ausreichend erwiesen, so daß dem Indikator bei angemessener Wartung, auch wenn er fleißig benutzt wird, eine lange Lebensdauer in Aussicht steht. Das Ganze nimmt bei der starken Zusammendrängung aller Teile nicht erheblich mehr Raum ein als ein gewöhnlicher Indikator und ist im Gebrauch recht handlich und bequem.

Hinsichtlich der Verwendung dieser Einrichtungen und der Auswertung der damit indizierten Diagramme scheinen noch folgende Punkte erwähnenswert. Die Gleichung $r = k t_1$ gilt nur für u = konstant, und zwar genügt es, wenn die Geschwindigkeit der Schreibfläche nur während der Zeit unverändert bleibt, in der die Strecke *a*, Fig. 4, durchlaufen wird. Man nähert sich also, wenn *u* veränderlich ist, der Bedingung u = konst. im allgemeinen um so mehr, je kleiner die Strecke *a* relativ zu dem Wege wird, den die Schreibfläche während eines Arbeitspieles der Maschine zurücklegt. Hierbei ist zunächst an die Aufzeichnung von Kurbelwegdiagrammen gedacht. Offenbar ist es nun erwünscht, für t_1 solche Werte zu erhalten, die sich noch bequem und zuverlässig ausmessen lassen, wobei man mit Vorteil einen guten Reduktionszirkel benutzt. Jedenfalls darf t_1 nicht zu klein werden, damit die relative Größe der unvermeidlichen Messungsfehler nicht zu bedeutend wird. Dagegen ist es durchaus zweckmäßig, die Strecke *a* durch möglichst starke Verminderung von *r* klein zu halten. Und zwar wird *r* unter sonst gleichen Umständen desto kleiner, je schwächer die Spannung der Feder *f*, Fig. 1, je kleiner der Ausschlag *i*, Fig. 4, und je größer die Spannung der Stromquelle gewählt wird. Was den letzten Punkt betrifft, so hat sich bei den bisher durchgeführten befriedigenden Versuchen eine Spannung von 6 bis 8 V gut bewährt. Die Feder *f* darf also nicht stärker vorgespannt werden, als es aus den vorher angeführten Gründen bezüglich der Einstellung des Schreibzeuges erwünscht zu sein scheint; betreffs des Ausschlages *i* ist aber zu beachten, daß er nicht zu klein bemessen werden darf, wenn eine Schwingungslinie mit angemessen großen Amplituden erzielt werden soll. Im übrigen gewinnt man für jede Geschwindigkeit der Schreibfläche innerhalb weiter Grenzen gut passende Längen von t_1, wenn man mehrere verschieden abgestimmte Schreibhebel zur Hand hat und desto kleinere Schwingungszeiten wählt, je größer die Geschwindigkeit der Schreibfläche ist. Diese Verhältnisse sind, wie schon gesagt, beim Gebrauch der Einrichtungen bald zu übersehen; man tut aber gut, ihrer Wahl bei jedem Versuch einige Aufmerksamkeit zuzuwenden.

In vielen Fällen ergibt die Untersuchung von Maschinen, die mit stark veränderlicher Geschwindigkeit arbeiten, auch dann schon wertvolle Aufschlüsse, wenn nur festgestellt werden kann, um welche Beträge sich die mittlere Geschwindigkeit, bezogen auf die Zeit eines Arbeitspieles, verändert. Dies ist beispielsweise von Bedeutung bei der Untersuchung von Fahrzeugmaschinen, Walzenzugmaschinen, Fördermaschinen und Hebemaschinen überhaupt, ferner beim Studium gewisser Erscheinungen, z. B. der Regelungsvorgänge, die unter stark schwankender Belastung eintreten, an Kolbenmaschinen aller Art. Fast immer erstreckt sich dabei die Zu- oder Abnahme der mittleren Kurbelgeschwindigkeit, bezogen auf die Zeit eines Arbeitspieles, über einen Zeitabschnitt, in dem eine größere Anzahl von Kurbelumläufen vollführt wird, und man wird dann in der Regel ohne große Schwierigkeit die Verhältnisse so wählen können, daß die Geschwindigkeitsänderung während der verhältnismäßig kurzen Zeit, in der die Schreibfläche den Weg *a*, Fig. 4, zurücklegt, nur wenig ins Gewicht fällt, also die Lage der Todpunktordinaten ohne praktisch beträchtliche Fehler gefunden werden kann. Aus den Abständen dieser Todpunktordinaten und den einzelnen vom Markenschreibzeug aufgezeichneten Schwingungslinien

läßt sich nun auch die mittlere Kurbelgeschwindigkeit, bezogen auf die Zeit eines halben oder ganzen Umlaufes oder eines Arbeitspieles, sofort ermitteln, wie dies am Schluß durch eine beispielsweise erläuterte Auswertung gezeigt wird.

Aus dem vorher Gesagten folgt, daß man sich bei der Anwendung der beschriebenen Einrichtungen zum Indizieren von Kurbelwegdiagrammen von Fall zu Fall hinsichtlich der Genauigkeitsgrenzen, mit denen zu rechnen ist, vergewissern muß. Nur ausnahmsweise wird man solchen starken Geschwindigkeitsänderungen begegnen, daß die Diagramme durch die nicht zu vermeidenden Fehler unbrauchbar werden. Hierfür ist dann zu beachten, daß man in allen Fällen, wie auch immer die Verhältnisse liegen mögen, durch Indizieren von Zeitdiagrammen zum Ziele kommt. Dabei muß allerdings ein besonderer Motor zum Antrieb des Indikators beschafft werden. Dies ist aber, wenn man das vorher beschriebene Markenschreibzeug benutzt, verhältnismäßig einfach und ohne große Kosten zu ermöglichen. Man kann dann nämlich unbedenklich davon absehen, den Motor mit einer besondern Regelung auszurüsten. Es genügt vielmehr vollkommen, einen kleinen Elektromotor durch eine nachgiebige Kupplung mit einem verhältnismäßig schweren Schwungrade zu verbinden und von einer auf dessen Welle sitzenden Stufenscheibe den Indikator unmittelbar oder unter Zwischenschaltung eines Vorgeleges anzutreiben. Denn mit Hülfe des Schwungrades kann man die verhältnismäßig schnell erfolgenden Geschwindigkeitsänderungen, denen der Elektromotor an sich unterworfen ist oder die von veränderlichen Widerständen herrühren und ohnedies schon sehr gering sind, unmerklich klein machen, während die allmählich sich vollziehenden Geschwindigkeitsänderungen, die mit Aenderungen der Spannung der Stromquelle einhergehen, unschädlich sind, und zwar deshalb, weil die mittlere Geschwindigkeit der Schreibfläche, bezogen auf die Zeit eines halben oder ganzen Kurbelumlaufes der Maschine, aus den vom Markenschreibzeug aufgezeichneten Schwingungslinien stets sicher ermittelt werden kann. Nur für dies eine hat man Sorge zu tragen, daß die Triebschnüre auf den Schnurscheiben ohne sprungweise erfolgende Schlüpfung laufen; das ist aber auch, wie vielfache Versuche gezeigt haben, immer ohne besondere Schwierigkeit zu erreichen. Sehr empfehlenswert ist es übrigens, zumal bei lang auszudehnenden Untersuchungen, Spannrollen in die Schnurtriebe einzufügen, wodurch sich die Schnurspannung beinahe vollständig unverändert erhalten läßt.

Bei der Besprechung des Markenschreibzeuges wurden die Bedingungen genannt, die erfüllt sein müssen, wenn die Schwingung des Schreibhebels isochron sein soll: der Dämpfungsfaktor, die Masse des Systems — nämlich die auf den Schreibstift reduzierte Masse — und das Verhältnis der Spannung der Schreibhebelfeder zu ihrer Durchbiegung müssen konstant sein. Es möge noch kurz darauf eingegangen werden, inwieweit diese Bedingungen als erfüllbar betrachtet werden können. Um zunächst den Vorgang ins Auge zu fassen, der sich bei der Aufzeichnung einer einzigen Schwingungslinie abspielt, so tritt offenbar in der kurzen Zeit, die dieser Vorgang beansprucht, weder eine Aenderung der Masse noch eine Aenderung des Dämpfungsfaktors ein, wenigstens nicht in solchem Maße, daß dadurch meßbare Abweichungen hervorgerufen werden könnten. Die auf den Schreibstift reduzierte Masse kann sich entweder nur dadurch ändern, daß der Schreibstift infolge des Verschleißes eine Gewichtverminderung erleidet, oder dadurch, daß eine mit Temperaturänderungen einhergehende Formveränderung des Schreibhebels eintritt. Und der Dämpfungsfaktor ist wesentlich nur von den Materialeigenschaften der Schreibhebelfeder abhängig, kann also der Hauptsache nach nur mit diesen eine Aenderung erleiden. Alle diese Aenderungen aber, sofern solche überhaupt eintreten, können in der kurzen Zeit des betrachteten Vorganges nur unmerkbar klein sein. Etwas anders steht es mit der Frage, ob das Verhältnis der Spannung der Feder zu ihrer Durchbiegung unveränderlich ist, ob man also berechtigt ist, von einer Federkonstanten als solcher zu reden. Die bisher gewonnenen Erfahrungen lehren aber, daß diese Frage bejaht werden kann. Die Schreibhebelfeder ist ein sehr einfaches Element und wird nur auf Biegung beansprucht, nicht etwa auf Biegung und Drehung zugleich, wie die viel verwickeltere schraubenförmige Meßfeder des Indikators. Durch Verwendung guten Materiales und genaue Ausführung kann eine so große Annäherung an die sog. vollkommene Proportionalität der Feder erreicht werden, daß die etwa noch vorhandenen Abweichungen in Anbetracht des Zweckes der Einrichtungen durchaus als verschwindend angesehen werden dürfen. Daß in der Tat die Schwingung isochron ist, soweit dies durch Ausmessung der Schwingungslinie überhaupt festgestellt werden kann, zeigt folgender Umstand.

Indiziert man mit einem bestimmten Schreibhebel Schwingungsdiagramme, nachdem man für eine möglichst große Annäherung an vollkommene Gleichförmigkeit der Schreibflächenbewegung Sorge getragen hat, so gewinnt man leicht eine große Anzahl von Diagrammen, in denen irgendwelche Unterschiede zwischen den Längen von t_l der ersten 5 oder 6 noch sicher ausmeßbaren Einzelschwingungen mittels des Zirkels nicht festgestellt werden können. Daraus darf geschlossen werden, daß während der Aufzeichnung dieser Diagramme beides vorhanden war, gleichförmige Schreibflächenbewegung und Unveränderlichkeit der Schwingungszeit. Denn wäre nur eines vorhanden gewesen, so hätten diese Diagramme nicht zustande kommen können, und wäre beides nicht vorhanden gewesen, so hätten sich die Abweichungen immer gerade ausgleichen müssen, was im Hinblick auf die große Anzahl solcher Diagramme eine verschwindend kleine Wahrscheinlichkeit für sich hat.

Die Ergebnisse eines der von mir angestellten zahlreichen Versuche dieser Art sind beispielsweise hierunter zusammengestellt. Es sind dabei 50 Schwingungslinien hintereinander indiziert worden. Unter $5 t_l$ sind die auf die ersten 5 Schwingungen jeder Schwingungslinie entfallenden Schreibflächenwege in mm angegeben. Unter A sind die Einzelschwingungen angegeben, deren Schreibflächenweg t_l mit denen der übrigen nicht übereinstimmte. Wo keine Zahlen unter A vermerkt sind, konnten Unterschiede zwischen den Längen von t_l der ersten 5 Einzelschwingungen mittels des Zirkels nicht festgestellt werden. Solcher Schwingungslinien sind also 37 unter 50 indiziert worden.

Nr.	A	$5 t_l$	$r : t_l$	Nr.	A	$5 t_l$	$r : t_l$
1	—	57,5	1,15	26	3.	57,7	1,15
2	—	57,8	1,12	27	3.	57,8	1,13
3	—	57,7	1,14	28	—	57,9	1,14
4	2. 3.	58,0	1,14	29	—	57,8	1,15
5	4. 5.	58,2	1,13	30	1.	58,0	1,15
6	1. 2.	58,3	1,15	31	1.	57,9	1,15
7	—	57,8	1,14	32	—	57,8	1,15
8	3.	57,8	1,13	33	1.	57,5	1,16
9	—	57,8	1,13	34	—	57,8	1,15
10	—	57,3	1,15	35	—	57,7	1,15
11	—	57,8	1,14	36	—	57,9	1,16
12	—	57,8	1,13	37	—	57,8	1,14
13	3. 4.	58,1	1,13	38	—	57,8	1,15
14	2. 4.	57,7	1,13	39	—	57,8	1,15
15	—	58,0	1,14	40	—	57,8	1,15
16	—	57,8	1,15	41	—	57,7	1,14
17	—	57,8	1 13	42	1. 2.	57,8	1,16
18	—	57,9	1,13	43	—	57,9	1,14
19	—	57,8	1,14	44	—	58,1	1,14
20	—	57,8	1,13	45	—	57,8	1,15
21	—	57,8	1,14	46	—	57,6	1,16
22	—	57,8	1,13	47	—	57,8	1,16
23	1. 2.	57,5	1,14	48	—	58,0	1,16
24	—	57,8	1,13	49	—	58,0	1,16
25	—	57,5	1,14	50	—	57,9	1,16

Daß auch bei großer Sorgfalt des Arbeitens nicht alle Diagramme, sondern nur die entschiedene Mehrzahl davon die erwähnte gute Uebereinstimmung aufweist, läßt darauf schließen, daß dort, wo sich merkbare Abweichungen zeigen, diese nicht durch den Schwingungsvorgang, sondern durch Ungleichförmigkeiten der Schreibflächenbewegung herbeigeführt worden sind. Denn sie treten nicht immer an derselben Stelle der Schwingungslinie in die Erscheinung, und vielfach zeigt nur eine Einzelschwingung hinsichtlich der

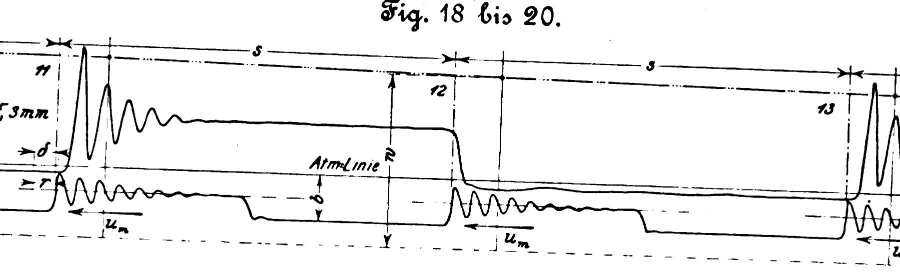
Länge von t_1 eine Abweichung den andern gegenüber. Es ist bisher nicht gelungen, die Ursache solcher Abweichungen aufzufinden; jedenfalls erscheint aus verschiedenen, zum Teil bereits angeführten Gründen die Vermutung berechtigt, daß diese Ursache nicht in dem Verhalten des Schreibhebels, sondern in Ungleichförmigkeiten der Schreibflächenbewegung zu suchen sein wird. Das legt allerdings den Gedanken nahe, daß eine solche Ungleichförmigkeit der Schreibflächenbewegung auch während der Zeit sich einstellen kann, wo die Schreibfläche den Weg *a*, Fig. 4, oder einen Teil davon zurücklegt. Dann würde sich bei der Bestimmung des Wertes von *r* oder *ϱ* ein Fehler einschleichen, sofern t_1 nur an der ersten Einzelschwingung gemessen würde, was für Kurbelwegdiagramme, die bei stark veränderlicher Kurbelgeschwindigkeit indiziert werden, erforderlich ist. Dem kann man aber bei sorgfältiger Auswertung dadurch begegnen, daß man an einem zweiten Indikator zeitlich verschobene Schwingungslinien indiziert. Aus je zwei zusammengehörenden Diagrammen ergibt sich dann ein Diagramm für die Geschwindigkeit, mit der sich die Schreibfläche während der Zeit bewegte, wo der Todpunkt durchlaufen wurde, und hierin können irgendwelche Fehler durch Interpolation beseitigt oder doch stark eingeschränkt werden.

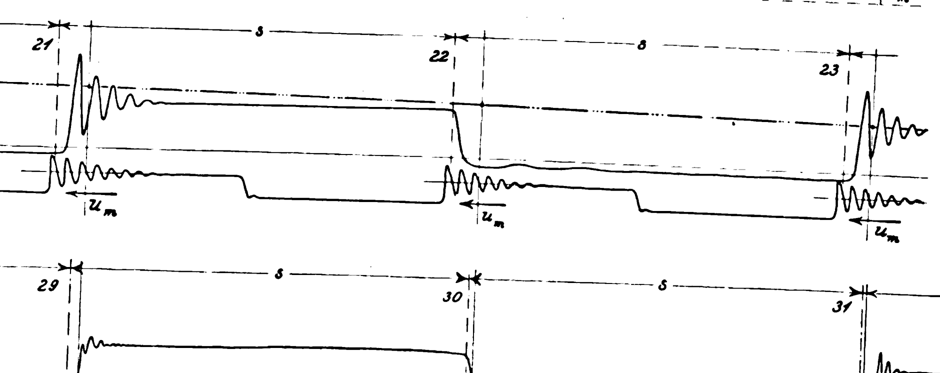
Besser aber ist es auf jeden Fall, wenn größte Genauigkeit verlangt wird, Zeitdiagramme zu indizieren. Dabei kann man aus jeder Schwingungslinie für sich Mittelwerte gewinnen, die von dem wahren Wert von t_1 nur noch sehr wenig abweichen. Alle diese letzten Erwägungen kommen aber nur in Betracht, wenn es sich um wissenschaftliche Arbeiten handelt, von denen äußerste Genauigkeit zu fordern ist und bei denen vor einem großen Zeitaufwand in der Auswertung nicht zurückgescheut werden darf. Für technische Untersuchungen im allgemeinen dagegen kann es in den weitaus meisten Fällen als nachgewiesen gelten, daß die Schwingung des Schreibhebels, bezogen auf die Zeit der Aufzeichnung einer Schwingungslinie, durchaus als isochron betrachtet werden darf, und daß auch die einfach und schnell zu bewirkende Auswertung der Schwingungslinie in der Weise, wie sie bereits erläutert wurde, vollkommen zulässig ist, gleichgültig, ob es sich um Kurbelweg- oder Zeitdiagramme handelt. Das ist zunächst wichtig.

Es bleibt noch die Frage zu beantworten, ob sich denn nicht der Wert von t_1, also der Wert der Schwingungszeit, während längerer Zeitabschnitte ändert. Das kann in verhältnismäßig geringem Maße der Fall sein infolge von größeren Temperaturänderungen, ferner durch erhebliche Gewichtverminderung des Schreibstiftes und endlich durch Aenderungen im Gefüge der Schreibhebelfeder, die sich möglicherweise mit der Zeit einstellen. Was zunächst die Gewichtverminderung des Schreibstiftes betrifft, so spielt sie zwar, wie man sich leicht überzeugen kann, selbst nach wiederholtem Anschärfen des stumpf gewordenen Stiftes gegenüber dem reduzierten Gewicht des ganzen Schreibhebels keine große Rolle. Dies trifft besonders dann zu, wenn Schreibstifte aus Aluminium verwendet werden. Bei einem der von mir benutzten Schreibhebel z. B. beträgt das auf den Schreibstift reduzierte Gewicht rd. 6 g, während der Aluminiumschreibstift von 18 mm Länge 0,08 g wiegt. Wird dieser Stift um ein Achtel seiner Länge, also mehr als 2 mm, abgenutzt, so beträgt der dadurch verursachte Gewichtverlust noch nicht 0,2 vH des auf den Schreibstift reduzierten Gewichtes. Will man aber sorgfältig vorgehen, so empfiehlt es sich, nur Schreibstifte von ursprünglich gleichem Gewicht zu verwenden und jeden davon nicht zu lange im Gebrauch zu halten, sondern nach einigen Untersuchungen durch einen neuen zu ersetzen; die abgelegten Stifte können für das Hauptschreibzeug des Indikators oder für die Schreibzeuge andrer Indikatoren benutzt werden. Was den Einfluß der Temperatur und irgendwelche Aenderungen im Gefüge der Schreibhebelfeder auf den Wert von t_1 betrifft, so sind darüber noch keine eingehenden Untersuchungen angestellt worden. Hinsichtlich der praktischen Seite dieser Frage läßt sich aber folgendes sagen. Gegen irgendwelche Fehler, die aus Nichtbeachtung solcher Einflüsse entstehen könnten, sichert man sich einfach dadurch, daß man vor und nach jeder Untersuchung den Wert von t_1 durch einen besondern Versuch bestimmt. Solchen Prüfungen muß man ja auch die Meßfedern der Indikatoren unterziehen, wenn man genau untersuchen will.

Es möge noch die Auswertung der Diagramme an einem Beispiel erläutert werden. Auf dem Zylinder einer durch eine Dampfmaschine unmittelbar angetriebenen Differentialpumpe, deren Betriebsgeschwindigkeit sich in weiten Grenzen verändern läßt, wurden Kurbelwegdiagramme indiziert, um den Einfluß starker Geschwindigkeitsänderungen, die mittels eines mit der Hand zu bedienenden Ventiles an der Dampfmaschine herbeigeführt wurden, auf das Verhalten der Pumpe zu studieren. In Fig. 18 bis 20 sind 3 Ausschnitte aus dem während eines Verzögerungsvorganges beschriebenen Papierstreifen gezeigt[1]). Vor der Aufzeichnung dieser Diagramme sind die zur Ermittlung des Nacheilens dienenden Linienzüge indiziert worden, aus denen sich u. a. auch der Abstand *δ* der beiden Schreibstiftordinaten ergeben hat. In ähnlicher Weise ist der Abstand *b* der atmosphärischen Linie von der Linie der unteren Ruhelage des Markenschreibzeuges vorher festgestellt worden, um danach die atmosphärische Linie in das Diagramm einzuzeichnen. Für das Verhältnis $r:t_1$ wurde als Mittelwert 1,21 gefunden. Mit einem hiernach eingestellten Reduktionszirkel ist dann bei jeder Schwingungslinie die Strecke *r* nach links und von deren Endpunkt der konstante Ordinatenabstand *δ* nach rechts abgetragen worden, wie dies an der Todpunktordinate 11 gezeigt ist. Die in dieser Weise festgelegten Todpunktordinaten sind, soweit die Diagrammreihe ausgewertet werden sollte, fortlaufend nume-

Fig. 18 bis 20.





[1]) Die in sehr feinen Linien indizierten Diagramme konnten leider nur unvollkommen wiedergegeben werden, da sie zum Zwecke der Vervielfältigung nachgezogen werden mußten, was sich nicht ganz fehlerfrei bewirken ließ.

riert; die Werte der mit s bezeichneten Abstände dieser Ordinaten sind in der folgenden Zahlentafel angegeben. Die mittlere Geschwindigkeit u_m der Schreibfläche ist für jede Schwingungslinie als Mittelwert aus den 5 ersten Schwingungen ermittelt worden. Zur besseren Veranschaulichung der Geschwindigkeitsänderungen sind die Werte von u_m noch in einem willkürlichen, der Breite des Papierstreifens angepaßten Maßstab als Ordinaten w in das Diagramm eingetragen worden. Die Endpunkte dieser Ordinaten w sind durch gerade Linien —·····—·····— verbunden, so daß hierdurch mit praktisch ausreichender Annäherung die Schreibflächengeschwindigkeit für alle Teile der Diagrammreihe angegeben wird. Die Ausmessung der Diagramme ergab die hierunter zusammengestellten Werte, wobei die Zahlen unter 0 die Nummern der Todpunktordinaten bedeuten.

0	s mm	t_l mm	u_m mm/sk	w mm
11	158,8	7,8	433	70,1
12	158,0	7,5	417	67,5
13		7,3	406	65,8
21	158,5	5,7	317	51,3
22	158,2	5,4	300	48,6
23		5,2	289	46,8
29	158,8	3,3	183	29,7
30	158,1	3,1	172	27,8
31		2,8	156	25,3

Maßstab der Ordinaten w: 1 mm = 6,18 mm/sk.
Die Schwingungszeit des verwendeten Schreibhebels ist $t_s = 0{,}018$ sk.

Im ganzen ergibt die Auswertung, daß eine starke und verhältnismäßig sehr ungleichmäßige Verzögerung stattgefunden hat. Gleichwohl begeht man, wie sich leicht erkennen läßt, nur einen sehr kleinen Fehler, wenn man für kurze Zeitabschnitte, etwa für die Zeit, in der ein Kolbenhub vollführt wird, die Verzögerung als gleichmäßig annimmt. Man findet dann aus der mittleren Schreibflächengeschwindigkeit sofort die mittlere minutliche Umlaufzahl, bezogen auf die Zeit eines Kolbenhubes, da ja bei Kurbelwegdiagrammen unter Voraussetzung fehlerfrei arbeitender Schnurtriebe die Schreibflächengeschwindigkeit zur jeweiligen Kurbelgeschwindigkeit stets im gleichen Verhältnis steht. Bezeichnet man mit u' die mittlere Schreibflächengeschwindigkeit und mit n' die mittlere minutliche Umlaufzahl der Kurbel, beide bezogen auf die Zeit eines Kolbenhubes, so folgt $n' = \frac{30\,u'}{s}$. Danach ergibt sich z. B., daß die Pumpe während der Aufzeichnung des zwischen den Todpunktordinaten 11 und 12 liegenden Diagrammstückes mit einer mittleren minutlichen Umlaufzahl von rd. 80 und während der Aufzeichnung des zwischen den Ordinaten 30 und 31 liegenden Diagrammstückes mit einer solchen von rd. 31 gelaufen ist. Diese Geschwindigkeitsabnahme hat in einer Zeit von wenig mehr als 10 sk stattgefunden, die Verzögerung war also, wie vorher schon erwähnt, ziemlich stark. Das ist insofern beachtenswert, als man, wie die Auswertung im besondern ergibt, selbst bei solchen Geschwindigkeitsänderungen für die meisten Untersuchungszwecke die Schreibflächengeschwindigkeit während der Zeit, in der bei den einzelnen Schwingungslinien die Strecke $r + t_l$ durchlaufen wird, unbedenklich als konstant annehmen darf. Der Fehler, den man dann begeht, ist immer noch sehr klein und wird nur in ganz seltenen Fällen nicht vernachlässigt werden dürfen.

Der Abstand der Ordinaten 11 und 31 wurde zu 3168 mm ausgemessen, wonach der Mittelwert von s für diesen Teil der Diagrammreihe 158,4 beträgt. Der Unterschied zwischen diesem Mittelwert und dem am meisten davon verschiedenen Einzelwert beträgt danach noch nicht 0,3 vH des Mittelwertes. Auch die Auswertung der übrigen während des Versuches indizierten Diagramme ergab keine größeren Abweichungen. Die Aenderungen hinsichtlich der Dehnungen der Triebschnüre und die damit zusammenhängende Ungleichförmigkeit der Schlüpfung sind also trotz der starken Geschwindigkeitsänderungen sehr klein gewesen.

Die weiteren Auswertungsarbeiten kommen für die hier zu besprechenden Verhältnisse nicht in Betracht.

Die Eisenbahnbetriebsmittel auf der Ausstellung in Mailand 1906.

Von **Metzeltin**, Regierungsbaumeister a. D.

(Fortsetzung von S. 1348)

(hierzu Tafel 14 und 15)

15) 2/5-gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive Nr. 6943 der Italienischen Staatsbahn, gebaut von Ernesto Breda, Mailand; Fig. 89 bis 102 und Tafel 14.

Um dem Führer eine bessere Aussicht auf die Strecke, die beim hinten liegenden Führerhaus oft durch den aus dem Schornstein tretenden Dampf behindert wird, zu gewähren, hat man bereits mehrfach die Führerhäuser nach vorn gelegt. Die meisten dieser Ausführungen (ich erinnere an die in Paris 1900 von Schneider & Co. in Creusot ausgestellte Lokomotive, ferner an die bekannte 2/6-gekuppelte Lokomotive der Preußischen Staatsbahn) ließen die Lokomotive in der üblichen Richtung und Anordnung bestehen, d. h. der Schornstein blieb vorn. Hierdurch war eine Trennung des Führers vom Heizer, die für den Betrieb nicht erwünscht ist, bedingt. Die Italienische Südbahn hatte bereits ebenfalls in Paris 1900[1]) eine Lokomotive ausgestellt, welche diesen Uebelstand der Trennung des Führers vom Heizer vermied. Es war das dadurch erreicht worden, daß man die Lokomotive umgekehrt, also gewissermaßen rückwärts laufen ließ, die Kohlenvorräte in Bunkern neben dem Kessel unterbrachte und den Tender nur mit einem Wasservorrat versehen hinter der Lokomotive anordnete. Diese erste Ausführung bewährte sich sehr, so daß die Italienische Südbahn (Verwaltung des adriatischen Netzes) und ihre Nachfolgerin, die Italienische Staatsbahn, bald darauf 12 gleiche Lokomotiven bei A. Borsig, dann weiter vier Lokomotiven bei Ernesto Breda und in den folgenden Jahren weitere 14 und 12 Lokomotiven wiederum bei Ernesto Breda in Bestellung gab, so daß jetzt bereits 43 Lokomotiven dieser Gattung laufen. Verwendung finden sie besonders auf den Flach- und Hügellandstrecken zwischen Mailand und Venedig, Mailand und Bologna und Florenz und Rom.

Fig. 89 zeigt eine photographische Abbildung dieser Lokomotive, während Tafel 14 Längsschnitt, Grundriß und einige Querschnitte wiedergibt.

Der Kessel ist von normaler Bauart. Die beiden ersten Schüsse sind zylindrisch, der dritte Schuß kegelförmig. Die Feuerkiste hat eine geneigte Rückwand, die in ihrem oberen Teil durch zwei übereinander liegende kräftige Winkel mit Stehbolzen verankert ist. Der lichte Raum über der Feuerkistendecke beträgt 538 mm. Die ersten drei Stehbolzenreihen sind beweglich. Da die Feuerkiste über dem Drehgestell liegt, konnte der 3 qm große Rost in einer Fläche von 2017 mm Länge und 1500 mm Breite untergebracht werden. Es ergab sich somit eine bequem zu bedienende Rostfläche.

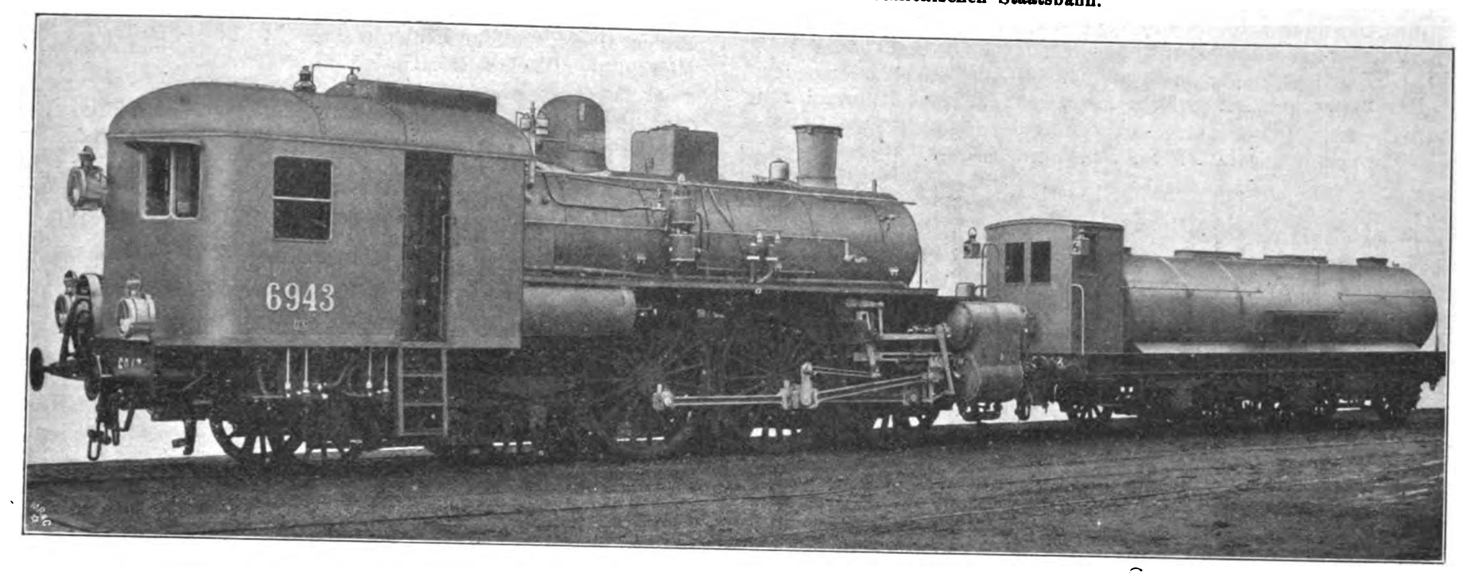
Die Rohre sind Serve-Rohre aus Messing.

In der Fahrtrichtung gesehen, liegt rechts neben und

[1]) Vergl. Engineering 1901 II S. 636.

Fig. 89.

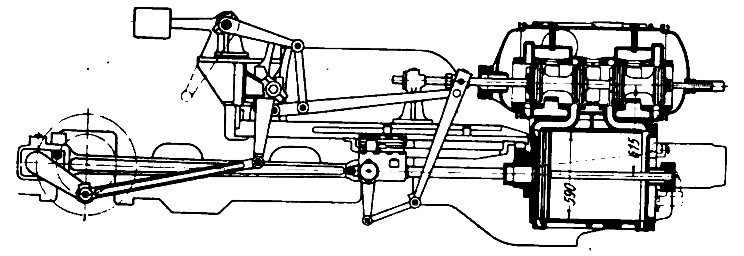
$^{3}/_{5}$-gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive der Italienischen Staatsbahn.

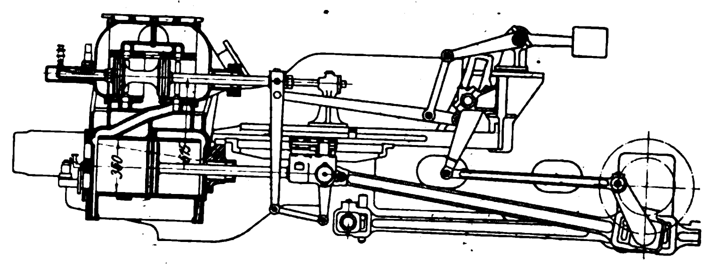


oberhalb der Feuerkiste ein 4 cbm fassender Kohlenraum. Die Kohle wird von oben durch die auf Tafel 14 sichtbare Oeffnung eingeführt.

Der Führer sitzt vorn auf der linken Seite, wo ihm alle nötigen Apparate bequem zur Hand sind. Um eine Blendung durch den Feuerschein beim Oeffnen der Feuertüren zu verhüten, kann er rechts neben seinem Stand ein dünnes, leicht bewegliches Eisenblech in die Höhe schieben; dieses hält die Feuerstrahlen vom Fenster, durch das der Führer auf die Strecke sieht, ab.

Fig. 90 und 91. Hoch- und Niederdruckzylinder mit Steuerung.





Auch das Triebwerk weicht von den sonstigen Vierzylinder-Triebwerken ab. Die Zylinder sind nicht symmetrisch zueinander angeordnet, sondern die beiden Hochdruckzylinder liegen auf der einen, die beiden Niederdruckzylinder auf der andern Seite, und zwar stets ein Zylinder außerhalb, der andre innerhalb des Rahmens, wobei der innere Zylinder, entsprechend seiner um 425 mm höheren Lage, schräg nach hinten geneigt ist. Die Kurbeln jedes Zylinderpaares sind um beinahe 180° versetzt. Die Abweichung entspricht der Schräglage des einen Zylinders. Jedes Zylinderpaar wird, wie aus Fig. 90 und 91 ersichtlich, durch einen Kolbenschieber gesteuert. Während nun aber die Kanäle für den einen Zylinder in der üblichen Art und Weise geführt sind, sind diejenigen für den andern gekreuzt. Der Schieber gibt also gleichzeitig dem einen Kolben vorn, dem andern hinten Dampf. Angetrieben werden die Schieber in der üblichen Art und Weise durch eine Heusinger-Steuerung.

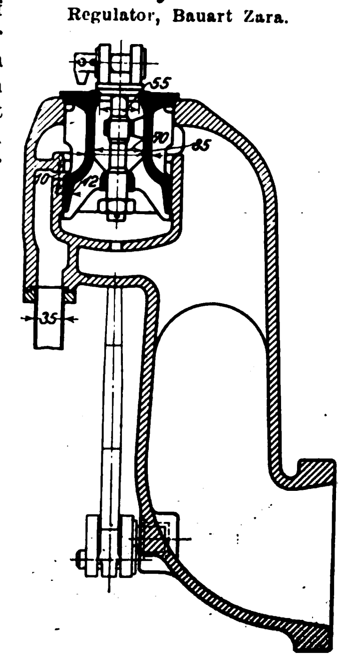
Zur Entnahme des Dampfes aus dem Kessel dient ein Regulator, Bauart Zara, von 158 mm Dmr. mit einem Vorhubventil von 60 mm Dmr., wie ich ihn bereits in dieser Zeitschrift 1906 S. 2053 beschrieben habe. Zur Erleichterung des Anfahrens wird vom Regulator in der aus Fig. 92 ersichtlichen Weise ähnlich wie bei der ältesten von Borriesschen Anfahrvorrichtung Frischdampf in die Schieberkasten der Niederdruckzylinder eingeführt.

Die Krummachse ist nach Fig. 93 bis 95 mit ovalen Scheiben und einem schrägen Verbinderarm ausgeführt.

Die Achsbüchsen sind nach Patent Zara hergestellt. Bei jeder Unebenheit der einen Schiene, besonders aber beim schnellen Fahren durch Krümmungen, streben die Lokomotivachsen danach, aus ihrer zum Rahmen senkrechten Stellung abzuweichen. Sie werden in diesem Bestreben bei den üblichen geringen Spielräumen im Achslager durch die Führungen erhebliche Drücke auf die Rahmen ausüben, unter Umständen auch ein Kanten der Lagerschale auf dem Schenkel veranlassen. Nimmt man, was häufig vorkommen kann, auf der einen Seite der Lokomotive eine Durchbiegung der Feder um 10 mm, auf der andern Seite eine gleiche Entlastung an, so müßte, wenn die Achse diesem Spiel frei folgen sollte, die Achsbüchse in den Führungen ein Spiel von 3 bis 4 mm haben. Um die erwähnten Uebelstände zu vermeiden, gibt Zara den Seitenwangen der Achsbüchsen nicht den üblichen parallelopipedischen Ausschnitt, sondern einen solchen nach Fig. 96. Das Futter, Fig. 97, erhält auf der einen Seite die entsprechende Paßform, auf der andern den parallelopipedi-

Fig. 92.

Regulator, Bauart Zara.

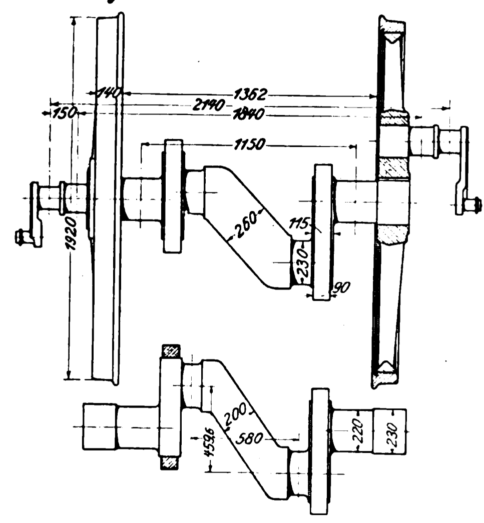


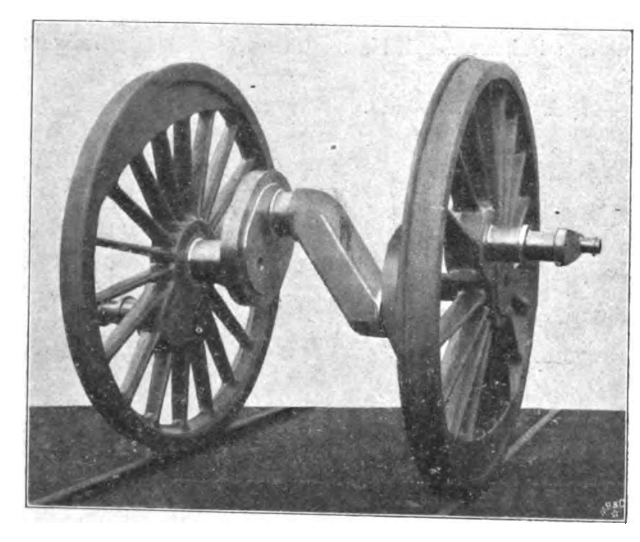
schen Ausschnitt, der die am Rahmen sitzende Führung umfaßt.

Aus Fig. 98 und 99 sind die Ausführungsmaße sowie die Anordnung der Schmierung ersichtlich. Die Italienische Staatsbahn besitzt bereits über 2000 solcher Achsbüchsen.

Fig. 100 bis 102 zeigen den dreiachsigen Wassertender. Der Wasserbehälter besteht aus zwei einzelnen Zisternen von

Fig. 93 bis 95. Krummachse.





1720 mm Dmr. und 4460 mm Länge. Am einen Ende des Tenders ist noch ein Bremserhäuschen vorgesehen.

16 bis 20) $^3/_5$-gekuppelte Lokomotiven der Belgischen Staatsbahn.

Die belgische Staatsbahn hat infolge der zentralen Lage der Hauptstadt und der Nähe der größeren Orte zumal bei den vielfach recht hügeligen Strecken für die meist schweren Personen- und Schnellzüge viele Lokomotiven mit 3 gekuppelten Achsen nötig. An die Stelle der alten $^3/_4$-gekuppelten Lokomotiven mit vorderer Adam-Achse ist nunmehr bei der zunehmenden Schwere der Züge die Lokomotive mit vorderem Drehgestell getreten, die als Zwillings- und auch als Vierzylinder-Verbundlokomotive ausgeführt ist. Bei Einführung des Heißdampfes beabsichtigt die Belgische Staatsbahn, mit planmäßigen Versuchen über die Zweckmäßigkeit der verschiedensten Kombinationen zwischen den genannten beiden Typen und Naßdampf bezw. Heißdampf vorzugehen. Hierzu kommen noch als besondere Versuchsausführungen Lokomotiven mit Vierlingstriebwerk und solche mit Verbinderüberhitzer, so daß die Belgische Staatsbahn infolge der weiter noch zu berücksichtigenden Unterschiede in den Treibraddurchmessern — diese schwanken zwischen 1600, 1700, 1800 und 1900 mm — etwa 10 verschiedene Typen $^3/_5$-gekuppelter Lokomotiven besitzt. Hiervon waren ausgestellt:

Fig. 96 bis 98. Achsbüchse, Bauart Zara.

Fig. 96 und 97.

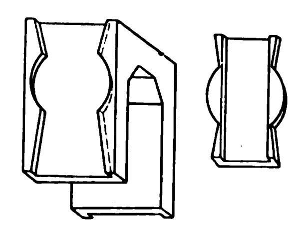
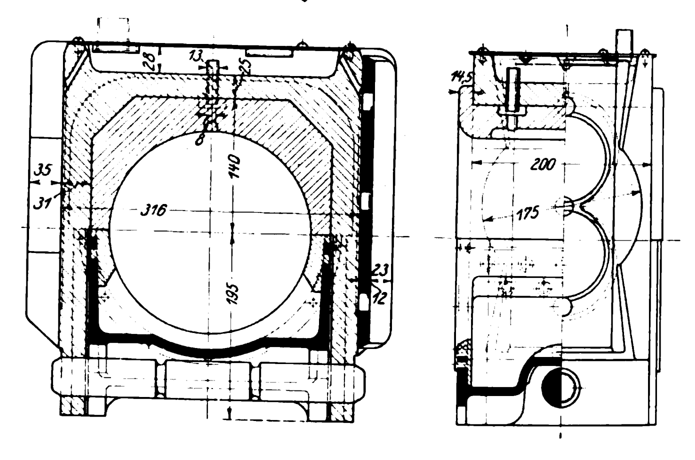


Fig. 98 und 99.



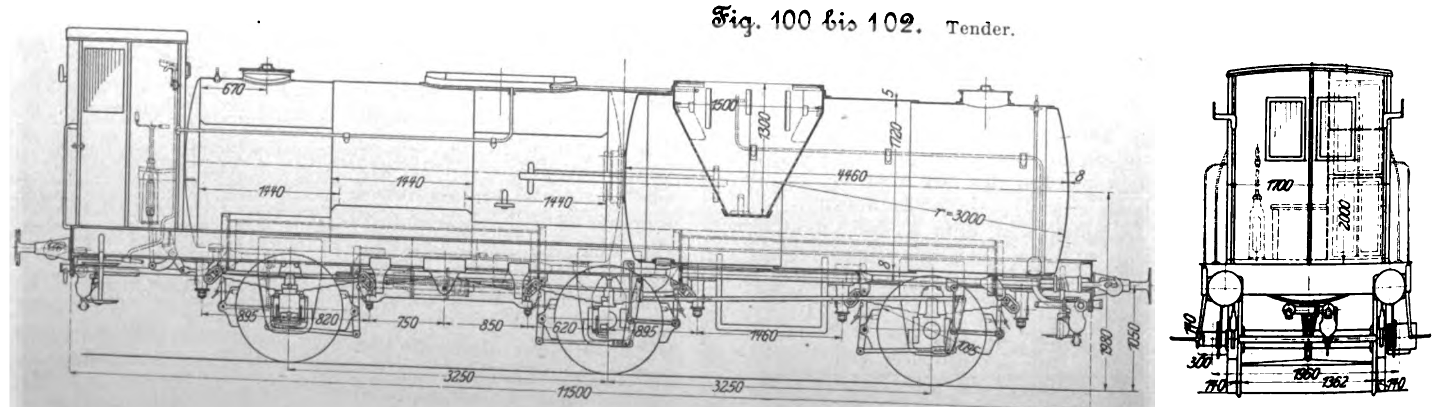
16) und 17) $^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Naßdampf-Verbundlokomotive, Treibraddmr. 1800 mm, Nr. 3325 und 3334, Type 8;

18) $^3/_5$-gekuppelte Zweizylinder-Heißdampflokomotive, Treibraddmr. 1700 mm, Nr. 3221, Type 35;

19) $^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Heißdampflokomotive, Treibraddmr. 1980 mm, Nr. 3303;

20) $^3/_5$-gekuppelte Vierzylinder-Heißdampf-Verbundloko-

Fig. 100 bis 102. Tender.



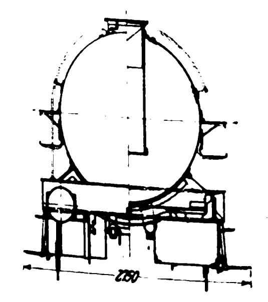
motive mit umschaltbarem Ueberhitzer, Treibraddmr. 1800 mm, Nr. 3293, Type 19[bis].

Alle diese Lokomotiven weisen eine Reihe von gemeinsamen Zügen auf, die ich der Beschreibung der einzelnen Lokomotiven voranschicken möchte.

Bis 1896 war bei den Lokomotiven der Belgischen Staatsbahn ein großer Rost zur Verbrennung minderwertiger Kohle üblich. Die Bedienung der bis 5 qm großen Rostfläche erforderte aber ständig zwei Heizer. Man entschloß sich daher, für die Personen- und Schnellzuglokomotiven zu langen, mäßig tiefen Feuerbüchsen überzugehen, die dann aber eine teilweise oder vollständige Brikettfeuerung verlangten. Wir finden deshalb bei fast allen ausgestellten 3/5-gekuppelten belgischen Lokomotiven Kessel mit runder, nicht überhöhter und zwischen den Rahmen eingebauter, langer, schmaler Feuerkiste. Die Verankerung erfolgt durch Seiten- und Deckenstehbolzen, deren beide vorderen Reihen beweglich aufgehängt sind. Die Rückwand des Feuerkistenmantels ist in ihrem oberen Teile durch einige Längsanker gegen den letzten Kesselschuß versteift. Der Rost liegt oberhalb der beiden hinteren Treibachsen, wodurch der Aschenkasten eine verwickelte Form erhält.

Hauptrahmen und Drehgestellrahmen sind innerhalb der Räder angeordnet. Die Drehgestelle erhalten ihre Last durch Wiegen mit Kugelzapfen. Alle Räder, auch die der Drehgestelle, werden gebremst.

16) 3/5-gekuppelte vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive Nr. 3325 der Belgischen Staatsbahn, Type 8, gebaut von Ateliers Métallurgiques in Tubize; Fig. 103,
und
17) 3/5-gekuppelte gleiche Lokomotive Nr. 3334, gebaut von Société Anonyme St. Léonard in Lüttich; Fig. 104 bis 106.

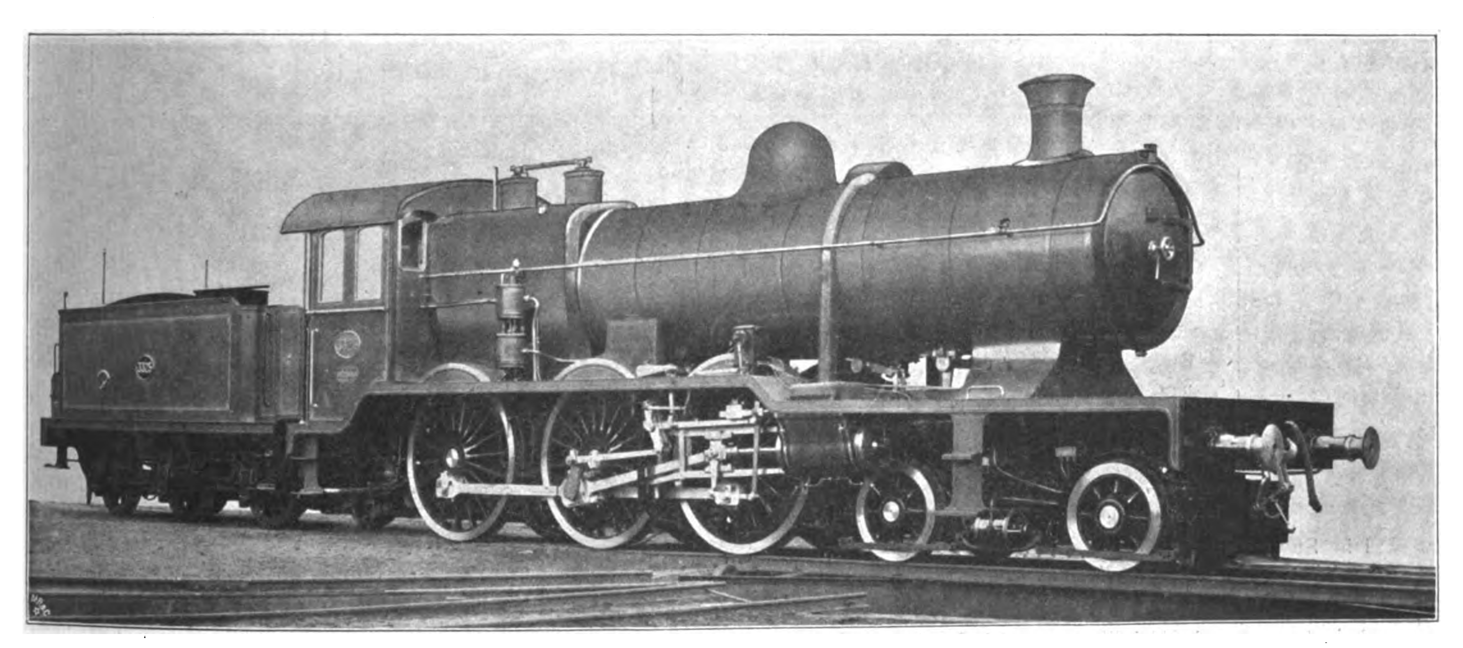


Die Anordnung dieser übrigens noch mit Belpaire-Feuerkiste versehenen Lokomotiven gleicht sehr derjenigen der französischen Bahnen, besonders der Orléans-Bahn. Das Triebwerk ist nach Bauart de Glehn, die Umsteuerung nach Bauart Flamme ausgeführt. Letztere ist aus Fig. 104 gut erkennbar. Zur Uebersetzung der Schieberbewegung von der Mittelebene der Schwinge nach der weiter außen liegenden Schieberachse dient eine Welle, deren Lager, wie aus Fig. 103 und 106 ersichtlich, am Kessel befestigt sind.

Das Drehgestell hat außenliegende Bremszylinder und eine vierklotzige Bremse. Die Klötze werden durch eine einfache, von der Achse des Bremsklotzes bis zum oberen Zapfen des Gehänges reichende dünne Blattfeder gerade gestellt.

Fig. 103.

3/5-gekuppelte vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive der Belgischen Staatsbahn.



18) 3/5-gekuppelte Zwillings-Heißdampflokomotive Nr. 3221 der Belgischen Staatsbahn, Type 35, gebaut von Société Anonyme Franco-Belge in La Croyère; Fig. 107.

Gegenüber der Naßdampflokomotive der gleichen Type weist die Heißdampflokomotive nur unwesentliche Aenderungen auf; selbst die Zylinderabmessungen sind die gleichen geblieben, da sowohl die Unterbringung der größeren Zylinder innerhalb der Rahmen, als auch die Verstärkung der Krummachse Schwierigkeiten bereitete. Es ist jedoch, um das Mehrgewicht des Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzers auszugleichen, in ausgiebigem Maße Stahlformguß angewendet worden. Ein Teil dieser Heißdampflokomotiven hat Räder von 1700 mm, ein andrer solche von 1600 mm Dmr. Letztere finden auch für Eilgüterzüge ausgedehnte Verwendung und schleppen Züge von 375 t auf Steigungen von 13 vT mit 40 km Geschwindigkeit, während erstere solche von 355 t auf Steigungen von 5 vT mit 70 km Geschwindigkeit befördern.

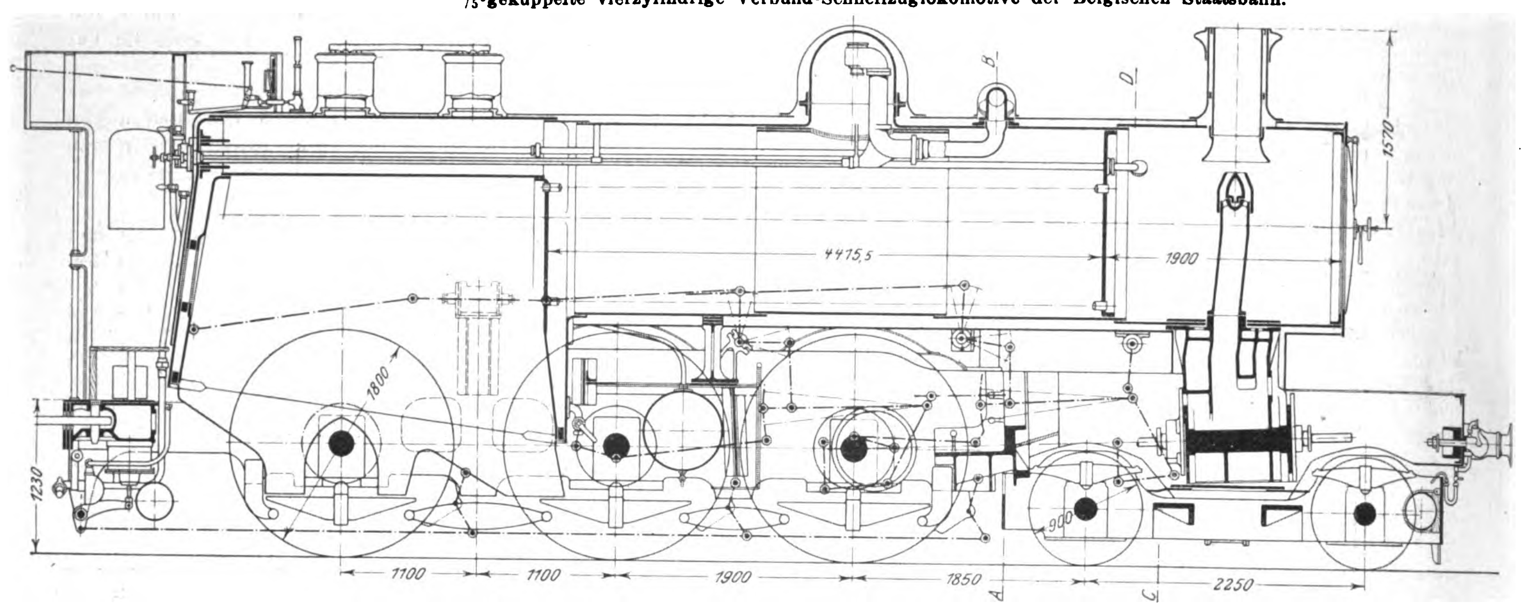
19) 3/5-gekuppelte Vierlingslokomotive Nr. 3303 der Belgischen Staatsbahn, Type 19, gebaut von Société Anonyme La Meuse in Lüttich; Fig. 108 bis 110.

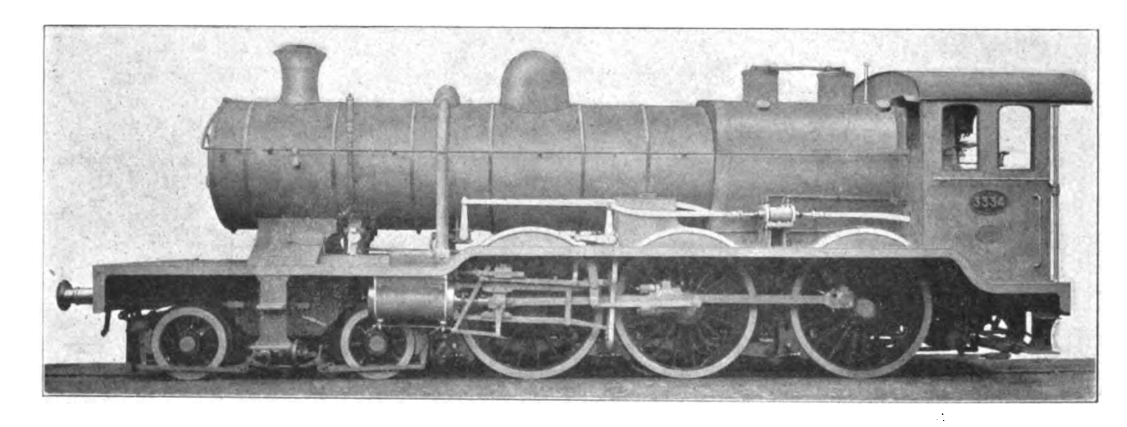
Diese Lokomotive hat 3 gekuppelte Achsen von 1980 mm Dmr.

Die vier gleichen Zylinder von 435 mm Dmr. und 610 mm Hub sind in einer Ebene angeordnet und treiben die vorderste der gekuppelten Achsen an. Infolge der Gleichheit aller hin- und hergehenden Teile ist der Massenausgleich der Lokomotive vollkommen. Sie bietet wegen des Vierlingstriebwerkes gegenüber andern Anordnungen den Vorteil einer großen Anfahrkraft und die Möglichkeit, die Zugkraft während der Fahrt für kurze Zeiten auf ein Mehrfaches der mittleren zu steigern.

Fig. 104 bis 106.

$^3/_5$-gekuppelte vierzylindrige Verbund-Schnellzuglokomotive der Belgischen Staatsbahn.

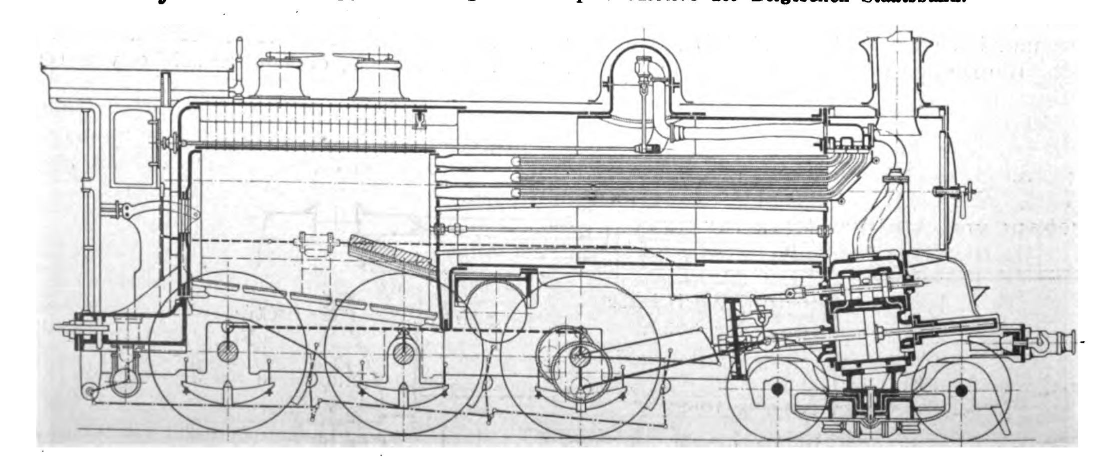




Die Steuerung ist eine außenliegende Heusinger-Steuerung. Die Bewegung für die innenliegenden Schieber wird durch einen vor den Schieberkasten liegenden wagerechten Hebel von der nach vorn durchgeführten äußeren Schieberstange abgeleitet.

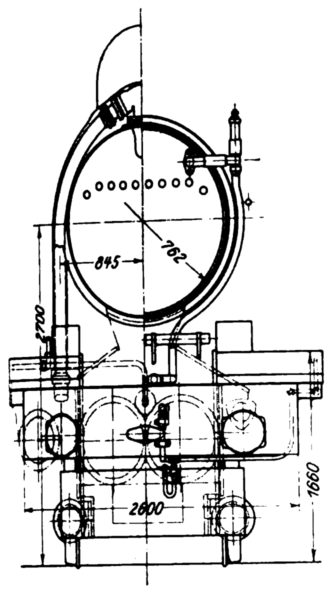


Fig. 107. **$^3/_5$-gekuppelte Zwillings-Heißdampflokomotive der Belgischen Staatsbahn.**



Da die Lokomotive mit Heißdampf arbeitet, hat sie Kolbenschieber mit innerer Einströmung. Die Abdichtung erfolgt durch 3 federnde Ringe, die durch den Dampfdruck angepreßt werden.

Der Kessel besteht aus 3 Schüssen von 1650 mm Dmr. und 18 mm Wandstärke. Der Feuerkistenmantel hat eine runde Decke, die mit der Feuerkistendecke durch senkrechte Anker verbunden ist. Der Rost weist die ansehnliche Länge von 2910 mm auf; er ist jedoch nur schwach geneigt, so daß er nicht leicht zu bedienen sein wird. Die gewöhnlichen Heizrohre bestehen aus Messing, die 25 großen, in 3 Reihen untereinander angeordneten Rauchrohre von 127 mm äußerem Dmr. aus Eisen. Jedes dieser großen Rauchrohre enthält 2 Ueberhitzerschlangen. Der Dampf strömt der Reihe nach durch die drei untereinander liegenden Schlangen. Im übrigen weist der Ueberhitzer die übliche Schmidtsche Ausführung auf.



Der Führer steht bei diesen Lokomotiven links. Diese Maßnahme ist von der Belgischen Staatsbahn für alle Lokomotiven getroffen, die große Kessel haben, während der Führer bei den andern Lokomotiven rechts steht.

Der ganze Kessel trägt unter der Blechbekleidung eine Bekleidung mit Asbestmatten.

Das Drehgestell besitzt vier voneinander unabhängige Federn; es erhält seine Last durch einen in einer Wiege ruhenden Kugelzapfen. Zur Dämpfung der Schwingungen um eine wagerechte Längsachse sind Schraubenfedern zwischen den Zylindergußstücken und der Drehgestellplatte eingeschaltet. Die seitliche Verschiebung beträgt nach jeder Richtung 55 mm. Die Rückstellung erfolgt durch Heben der Wiege.

Bei der Versuchsfahrt am 31. Mai 1905 wurde mit einem fahrplanmäßigen Schnellzug die 93 km lange Strecke Brüssel-Ans bei 327,5 t Zuggewicht mit einmaligem kurzem Anhalten in 77 Minuten durchfahren. Auf der 8 km langen Steigung von 1 : 250 zwischen Landen und Rosoux ergab sich eine Endgeschwindigkeit von 72 km; die Heißdampftemperatur, die bei geringer Beanspruchung bis auf 335° stieg, ging hierbei auf 285° herunter.

20) ³/₅-gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive Nr. 3293 der Belgischen Staatsbahn, gebaut von der Société Anonyme John Cockerill in Seraing; Fig. 111 bis 116.

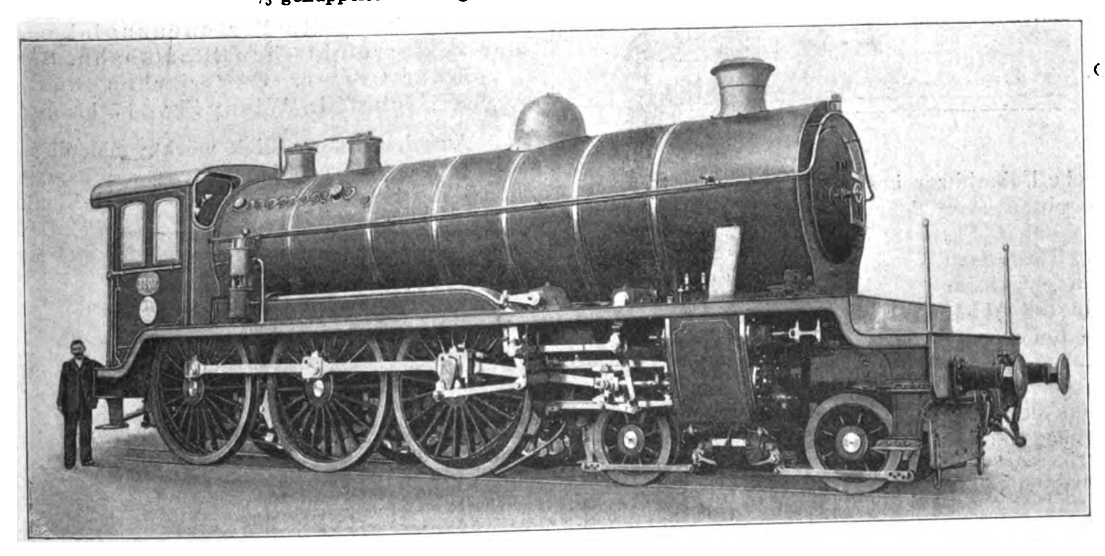
Diese Lokomotive hat 3 gekuppelte Achsen von 1800 mm Raddurchmesser. Von den vier Zylindern sind die beiden Hochdruckzylinder innen, die Niederdruckzylinder außen angeordnet. Die ersteren liegen mit ihrer mittleren Achse etwas vor dem Drehgestell und treiben die erste der gekuppelten Achsen; die Niederdruckzylinder liegen mit ihrer Achse in der Mitte des Drehgestelles und treiben die zweite Achse. Das Triebwerk gleicht also demjenigen der ³/₅-gekuppelten Lokomotive der Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn (Nr. 14).

Der Kessel ist der gleiche wie bei Lokomotive 3303 (Nr. 19); jedoch konnte die Feuerbüchse infolge der geringeren Raddurchmesser 200 mm tiefer gemacht werden, da die Kesselmitte, gleichwie bei Lokomotive 3303, 2800 mm über Schienenoberkante liegt. Auch der Dampfdruck ist von 14 at auf 14,5 at gesteigert. Der Ueberhitzer, Bauart Cockerill, ist jedoch wesentlich anders angeordnet.

Dieser Ueberhitzer, der auch noch bei einer weiteren Lokomotive der Belgischen Staatsbahn eingebaut ist, dient zunächst nur Versuchzwecken. Es handelt sich darum, fest-

Fig. 108 bis 110.

³/₅-gekuppelte Vierlingslokomotive der Belgischen Staatsbahn.



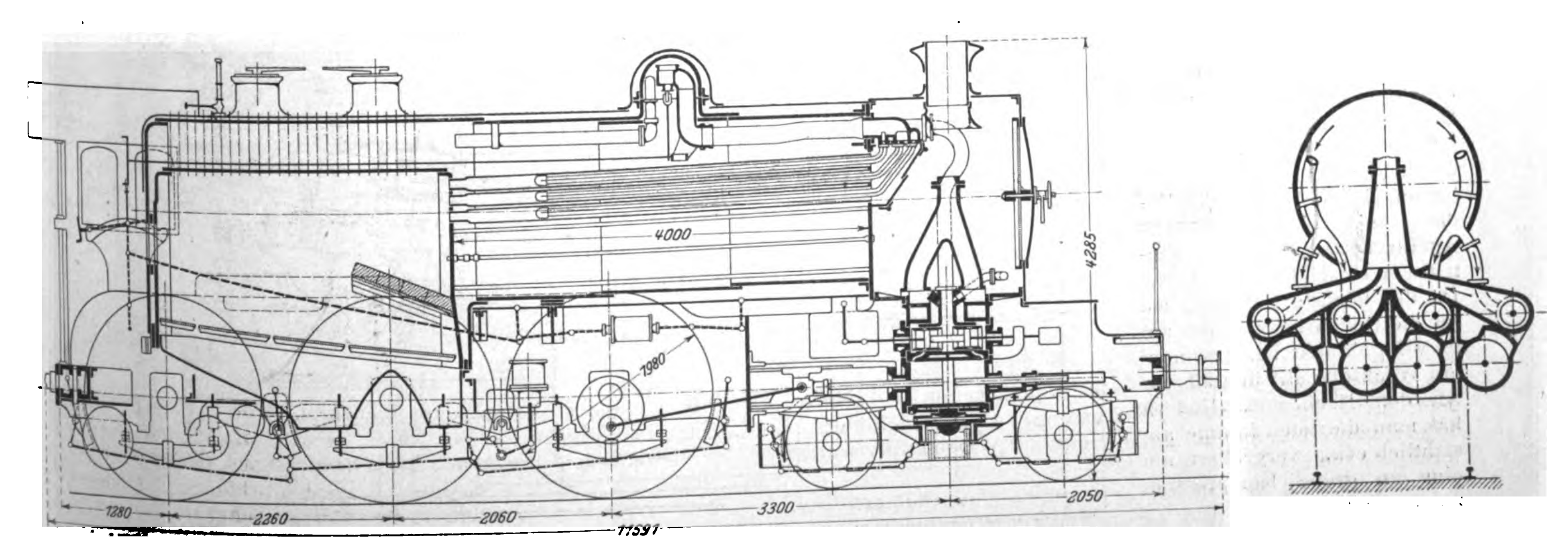
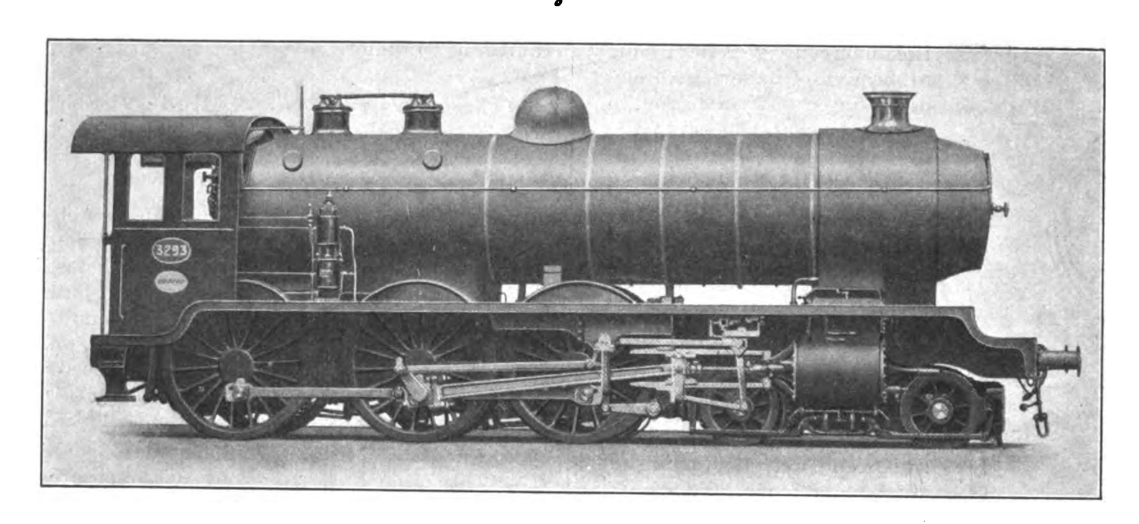


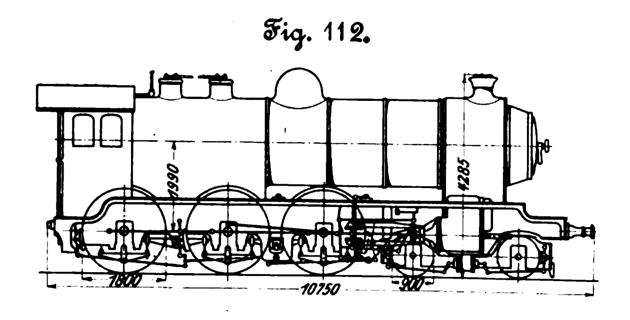
Fig. 11 bis 16. 3/5-gekuppelte Vierzylinder-Verbundlokomotive der Belgischen Staatsbahn, gebaut von der Société Anonyme John Cockerill.

Fig. 111.



zustellen, ob bei Vierzylinder-Verbundlokomotiven die Ueberhitzung des Frischdampfes oder des Verbinderdampfes vorteilhafter ist.

Fig. 112.



Der eigentliche Ueberhitzer besteht aus einer Reihe von 30 großen Rauchrohren, von denen jedes drei Ueberhitzerrohre einschließt. Bei *B*, Fig. 113, befindet sich ein Schieber mit 3 Kolben, welcher dazu dient, den vom Regler kommenden Dampf in die Abteilung *C* oder das Rohr *E* zu schicken, je nachdem, ob der Frischdampf und der Verbinderdampf oder nur der Verbinderdampf überhitzt werden soll.

Rahmen und Drehgestell dieser Lokomotive gleichen ebenfalls denen der zuvor beschriebenen Lokomotive 3303.

Das Raumverhältnis zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder beträgt 1 : 2,91. Infolgedessen ist es zulässig, beinahe gleiche Füllungsgrade in beiden Zylindern zu haben. Die Niederdruckzylinder tragen ein selbsttätiges Anfahrventil, welches den Eintritt von Frischdampf gestattet. Da der höchste Füllungsgrad für die Hochdruckzylinder auf 90 vH gebracht ist, erscheint ein Wechselventil überflüssig. An den Hochdruckzylindern hat man die toten Räume absichtlich etwas vergrößert, um eine zu große Kompression zu vermeiden.

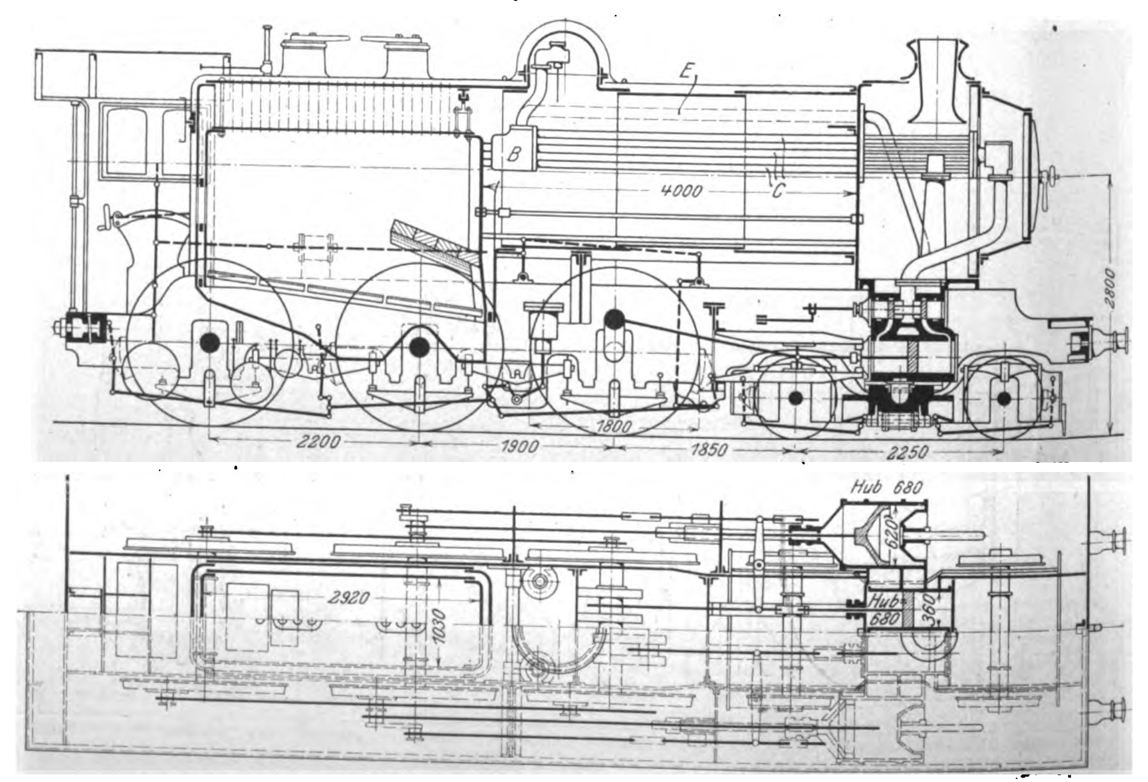
Alle vier Schieber sind wiederum Kolbenschieber mit innerer Einströmung. Die innen liegenden Schieber werden auch hier von der außen liegenden Heusinger-Steuerung angetrieben; doch liegt die wagerechte Uebertragungswelle nicht vor den Schieberkasten, sondern hinter ihnen.

Die Deckel der Niederdruckzylinder sind sehr stark bombiert, um die Länge der auf die zweite gekuppelte Achse arbeitenden Pleuelstange nach Möglichkeit zu beschränken.

21) 5/6-gekuppelte Personenzuglokomotive Nr. 28001 der Oesterreichischen Staatsbahn, Serie 280, gebaut von der Oesterr.-Ungarischen Staats-Eisenbahngesellschaft in Wien; Fig. 117 bis 124 und Tafel 15.

Auf den ersten Blick möchte man diese Lokomotive für eine Güterzuglokomotive halten; sie kennzeichnet sich aber durch die hohen Triebräder (1450 mm Laufkreisdurchmesser) und die auf 70 km bemessene zulässige Geschwindigkeit als Personenzuglokomotive, während die gleichzeitig ausgestellte

Fig. 113 bis 116.



1040

1720

Fig. 117.

$^5/_6$-gekuppelte vierzylindrige Personenzuglokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn.

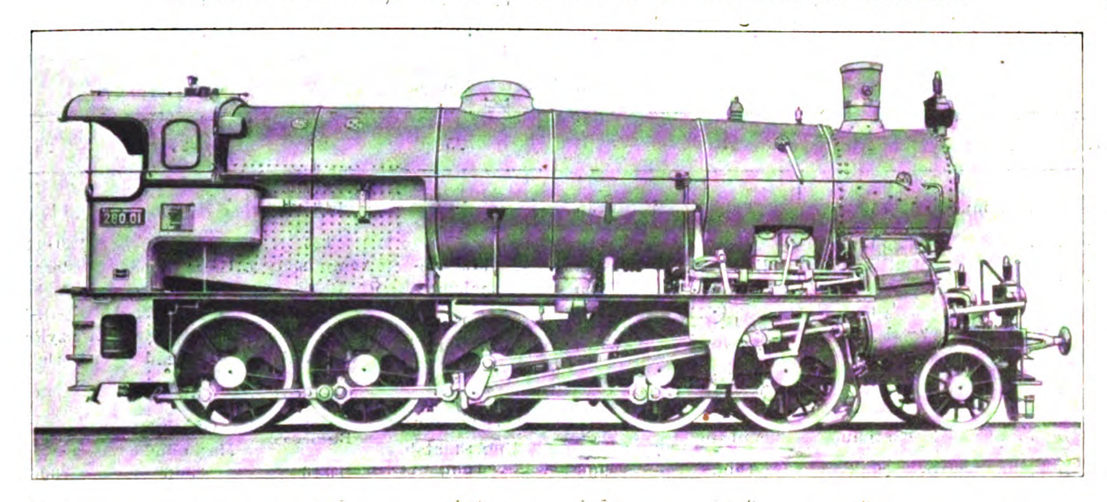
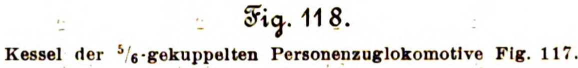
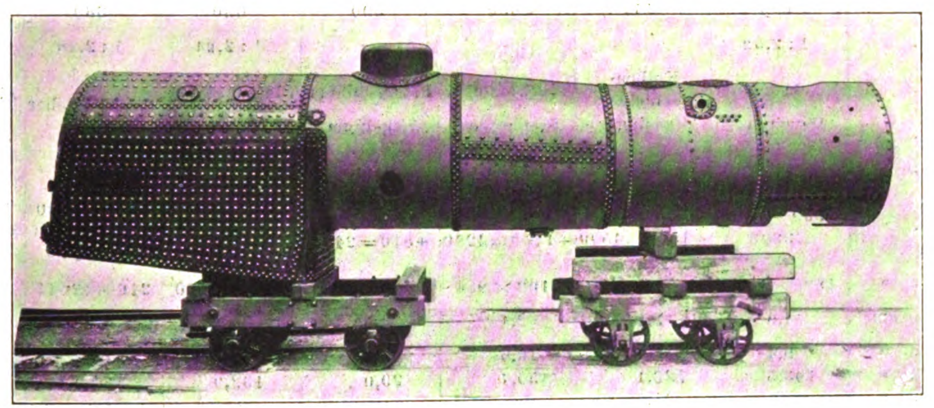


Fig. 118.

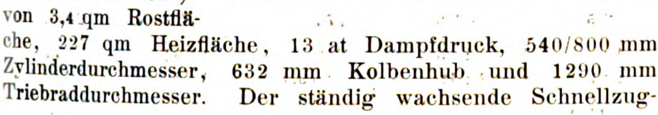
Kessel der $^5/_6$-gekuppelten Personenzuglokomotive Fig. 117.

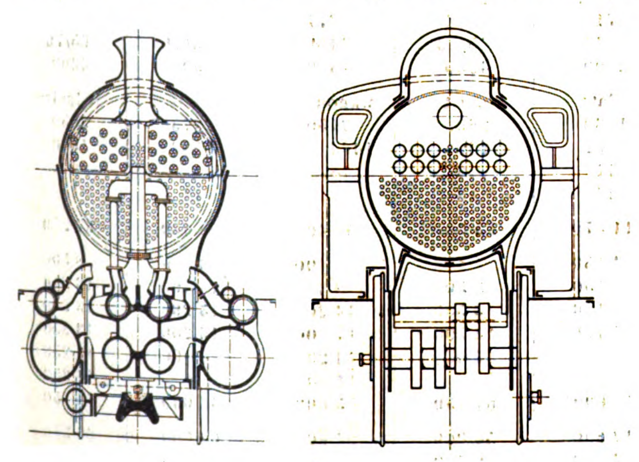




$^5/_6$-gekuppelte Lokomotive der Reichseisenbahnen[1]), vergl. Zusammenstellung 5 Nr. 29, eine Güterzuglokomotive ist.

Bisher verwendeten die Oesterreichischen Staatsbahnen zur Beförderung der schweren Schnellzüge auf den Gebirgstrecken, insbesondere der Arlbergbahn, die lange Steigungen 1:33 aufweist, zweizylindrige $^4/_5$-gekuppelte Verbundlokomotiven[2]) von 3,4 qm Rostfläche, 227 qm Heizfläche, 13 at Dampfdruck, 540/800 mm Zylinderdurchmesser, 632 mm Kolbenhub und 1290 mm Triebraddurchmesser. Der ständig wachsende Schnellzug-





verkehr der Arlbergbahn, der teilweise den Wettbewerb mit süddeutschen Eisenbahnlinien aufnehmen muß, sowie der zu erwartende starke Verkehr der neuen Alpenbahnen erfordert Lokomotiven, die einerseits die volle durch die Abmessungen der Zugvorrichtungen gestattete Zugkraft auf den Steigungen mit angemessener Geschwindigkeit auszunutzen gestatten, anderseits aber auch bei den Talfahrten ohne übermäßige Beanspruchung des Oberbaues flott laufen können. Die neue Type vereinigt infolge der verhältnismäßig großen Triebräder, des langen Radstandes von 8670 mm und der Anwendung des vierzylindrigen Triebwerkes die geforderten Eigenschaften in sich. Das Reibungsgewicht von 67400 kg gestattet eine Zugkraft von rd. 10000 kg; bei einem Verhältnis $R:H$ von 1:51, einer Heizfläche von 235 qm und einem Dampfdruck von 16 at wird man mit Rücksicht auf die Anwendung überhitzten Dampfes und des vierzylindrigen Triebwerkes bei 3 Umdrehungen in der Sekunde, die einer Geschwindigkeit von 40 km/st entsprechen, Leistungen von etwa 6,5 PS auf 1 qm Heizfläche, d. h. von über 1500 PS erwarten können; es würde sich also bei dieser Geschwindigkeit, wahrscheinlich sogar bis 45 km Geschwindigkeit, noch die volle Ausnutzung der Reibung ermöglichen. Die höchste Geschwindigkeit ist auf 70 km festgesetzt, was mit Rücksicht darauf, daß beispielsweise die Preußische Staatsbahn bei zweizylindrigen $^3/_4$-gekuppelten Lokomotiven von 1350 mm Treibraddurchmesser 65 km, bei 1600 mm Treibraddurchmesser sogar 90 km Geschwindigkeit zuläßt, gering erscheint. Die vorgeschriebene Leistung — 280 t Zuggewicht auf der Steigung von 1:40 mit 32 km Geschwindigkeit — wird die Lokomotive aller Voraussicht nach auch bei schlechten Witterungsverhältnissen reichlich erfüllen[1]).

Der vorderste Kesselschuß hat 1624 mm lichten Durchmesser bei 18 mm Wandstärke, der dritte 1757 mm bezw. 21,5 mm. Der beide verbindende konische Ring weist ebenfalls 21,5 mm Wandstärke auf. Die Längsnähte haben innere und äußere Laschen und sechsreihige Nietung. Die Feuerkiste ist innen 1630 mm breit und 2752 mm lang. Ihre Wände treten nach oben etwas zurück, so daß sich bei einem 70 mm breiten Bodenring oben Wasserräume bis zu 120 mm Breite ergeben. Die Wände des Feuerkistenmantels liegen mit Ausnahme der etwas geneigten Rückwand im unteren Teil senkrecht, so daß die Dampfblasen bequem aufsteigen können. Entsprechend den durch den hohen Druck von 16 at bedingten starken Abmessungen der einzelnen Teile beträgt das Gewicht des leeren Kessels, Fig. 118, mit Rohren 21590 kg.

[1]) Vergl. auch Z. 1906 S. 156.
[2]) Vergl. »Organ« 1897 S. 205.

[1]) Sie hat inzwischen auf der krümmungsreichen Arlbergbahn Züge von 270 t auf Steigungen von 26,5 vT im Beharrungszustand mit 32 bis 34 km Geschwindigkeit befördert.

Durch eine 1300 mm hinter der Rauchkammerrohrwand liegende Zwischenrohrwand ist der Rundkessel in zwei Teile geteilt. Der vordere Teil, durch den die Heizrohre bis an die Rauchkammerrohrwand hindurchreichen, dient zur Ueberhitzung des Dampfes. Vom Dom führt ein Rohr den Dampf in diesen Raum, aus dem er durch den dicht an der Rauchkammerrohrwand liegenden Regulator entnommen wird. Der Dampfraum steht also unter demselben Druck wie der Kessel,

Zusammenstellung 5 [1]).

Nr.	22	23	24	25	26	27	28	29
Spurweite . . . . mm	1435	1435	1435	760	1435	1435	1435	1435
Betriebsnummer	3320	4001	21	—	127	7531	180·117	1000
Bahn	Italienische Staatsbahn	K. E. D. Hannover	Damaskus-Hama	Industriebahnen	Anatolische Bahn	Italienische Staatsbahn	Oesterreich. Staatsbahn	Reichs-Eisenbahn
Bauart	$^3/_3$-G.-L. Zweizylinder-Verbund	$^4/_4$-G.-L. Zwilling	$^4/_4$-G.-L. Zwilling	$^4/_4$-G.-L. Zwilling	$^4/_5$-G.-L. Zweizylinder-Verbund	$^4/_6$-G.-L. Zweizylinder-Verbund	$^5/_5$-G.-L Zweizylinder-Verbund	$^5/_6$-G.-L. Vierzylinder-Verbund
Ueberhitzer	—	Schmidt Rauchkammer	—	—	—	—	—	—
Fabrikant	Saronno	Vulcan	Cail	Maschinenfbr. Ung. Staatsb.	Borsig	Officine Mechaniche	Sigl	Grafenstaden
Fabrikjahr	1906	1906	1906	1906	1906	1906	1906	1905
Fabriknummer	207	2184	2735	1854	5881	78	4633	5501
Zahl der Zylinder	2	2	2	2	2	2	2	4
Lage der Zylinder . . .	*a*	*a*	*a*	*a*	*a*	*a*	*a*	H.-D. *i*, N.-D. *a*
Durchmesser der Zylinder . mm	460/700	600	520	250	520/780	540/800	560/850	390/600
Kolbenhub . . . . . . »	640	660	630	300	630	680	632	650
Raumverhältnis H.-D.-Z : N.-D.-Z.	1 : 2,32	—	—	—	1 : 2,24	1 : 2,20	1 : 2,30	1 : 2,47
Form des Schiebers . . .	Flachschieber	Kolbenschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	N.-D. Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber
Steuerung	Heusinger *a*	Heusinger *a*	Stephenson *a*	Heusinger *a*	Allan *i*	— —	— —	Heusinger *a* und *i*
Treibraddurchmesser . . . »	1500	1350	1300	650	1250	1400	1300	1330
Radstände . . . . »	1900 + 1700 = 3600	1520 + 1420 + 1560 = 4500	1400 + 1400 + 1400 = 4200	810 + 825 + 810 = 2445	2320 + 1550 + 1350 + 1600 = 6820	2100 + 1400 + 1520 + 1520 = 7540	1400 + 1400 + 1400 + 1400 = 5600	2150 + 1800 + 1410 + 1410 + 1410 = 8180
Rost: Länge × Breite . . . »	1800 × 1099	2250 × 1000	2100 × 980	—	2300 × 1000	2160 × 2044	2555 × 1430	—
Rostfläche R . . . . . qm	1,9	2,25	2,1	0,59	2,3	4,4	3,65	2,77
Heizfläche: Feuerbüchse Hf . »	9,4	12,1	10,0	2,5	11,9	13,7	13,0	15,1
Heizfläche: Rohre . . . . »	103,5	120,1	150,7	20,0	132,9	161,0	171,5	200,0
Heizfläche: Ueberhitzer . . . »	—	31,7	—	—	—	—	-	—
Heizfläche: gesamt H . . . »	112,9	164,0	160,7	22,5	144,8	174,7	184,5	215,1
$R:H$	1 : 59	1 : 72	1 : 77	1 : 38	1 : 63	40	1 : 51	1 : 77
$Hf:H$	1 : 11,9	1 : 13,5	1 : 16,1	1 : 9	1 : 12,2	1 : 12,7	1 : 13	1 : 13,6
Rohre: Baustoff	Serve	Eisen	Messing	Eisen	Eisen	Eisen	Eisen	Serve
Rohre: Zahl	92	1 | 220	213	71	224	271	264	148
Rohre: Dmr. . . . . . mm	644/70	305/331 | 41/46	55/55	*a* 44	45/50	44/49	46/51	65/70
Rohre: Länge . . . . »	3800	4100	4500	2300	4200	4300	4500	4300
Kessel: Form	glatt	glatt	glatt	glatt	glatt	wagon top	glatt	Belpaire
Kessel: Mitte über S.-O. . »	2200	2500	2180	1530	2600	2450	2675	2650
Kessel: Dmr. . . . . »	1338	1500	1445	802	1497	1464/1690	1532	1550
Kessel: Blechstärke . . »	16,5	15	17	11	19	18/20	17	—
Kessel: Dampfdruck . . at	14	12	11,5	14	13	14	14	15
Leergewicht . . . . kg	41 000	50 000	—	11 570	55 300	68 400	59 000	67 250
Dienstgewicht: 1. Achse . . . »	15 000	14 000	—	4 150	7 450	9 400	13 200	8 500
Dienstgewicht: 2. » . . . »	15 000	14 000	—	4 150	13 500	9 400	13 200	13 250
Dienstgewicht: 3. » . . . »	15 000	14 000	—	4 150	13 500	14 200	13 200	13 250
Dienstgewicht: 4. » . . . »	—	14 000	—	4 150	13 500	14 200	13 200	13 250
Dienstgewicht: 5. » . . . »	—	—	—	—	13 500	14 200	13 200	13 250
Dienstgewicht: 6. » . . . »	—	—	—	—	—	14 200	—	13 250
gesamtes Dienstgewicht . . »	45 000	56 000	51 700	12 600	61 450	75 600	66 000	74 750
Reibungsgewicht Qr . . . »	45 000	56 000	51 700	12 600	54 000	54 800	66 000	66 250
Zugkraft Z . . . . . . »	6 900	12 700	9 000	2 430	9 580	10 200	11 600	11 200
$Z:Qr$	1 : 6,5	1 : 4,4	1 : 5,8	1 : 5,2	1 : 5,6	1 : 5,4	1 : 5,7	1 : 5,9
zugelassene Geschwindigkeit km	65	50	—	24	50	65	50	45
Tender: Zahl der Achsen .	3	3	—	2	3	3	3	4
Tender: Raddurchmesser . mm	1210	1000	—	600	980	1200	1085	1000
Tender: Radstände . . . »	1550 + 1550 = 3100	1650 + 1650 = 3300	—	—	2370 + 1550 = 3920	1550 + 1550 = 3100	1700 + 1500 = 3200	1550 + 1500 + 1550 = 4600
Tender: Wasserinhalt . . cbm	12,0	12,0	—	2,0	12,0	13,0	14,2	18
Tender: Kohlenraum . . t	47	5	—	2,5 cbm Holz	5	4	6,5	5,5
Tender: Leergewicht . . kg	16,4	15 100	—	2 700	15 000	17 300	15 000	22 000
Tender: Dienstgewicht . . »	32,4	32 100	—	5 700	3 200	33 800	35 700	45 300

[1]) Vergl. die Bemerkungen zu Zusammenstellung 1 S. 688.



so daß die Dichtung der Rohre in der Zwischenwand keine Schwierigkeiten bereiten wird.

Gegenüber den bekannten Vorteilen des Pielock-Ueberhitzers weist dieser Ueberhitzer noch den Vorzug auf, daß die Siederohre nur einmal angewalzt zu werden brauchen. Er hat aber gegenüber dem genannten Ueberhitzer den Nachteil, daß er, weil in niedrigeren Gastemperaturen liegend, einen großen Raum innerhalb des Kessels einnimmt und dadurch den Wasserraum stark vermindert. Dazu gesellt sich der fernere Nachteil, daß sämtliche Teile unter Kesseldruck stehen und daher bei etwaigen Anrostungen größere Unannehmlichkeiten entstehen können als beim Pielock-Ueberhitzer. Es ist infolgedessen nötig, diesen vorderen Kesselteil durch ein besonderes Mannloch zugänglich zu machen, damit er jederzeit bequem besichtigt werden kann.

Unter Annahme einer Verbrennungstemperatur von 1350° ergibt sich rechnerisch eine Eintrittstemperatur der Gase in den Ueberhitzer von 455° und hieraus eine Ueberhitzung um etwa 50 bis 55°.

Die Oesterreichische Staatsbahn hat bereits vor 2 Jahren eine $^{3}/_{4}$-gekuppelte Zweizylinder-Verbundlokomotive, Serie 60, mit diesem Ueberhitzer versehen und im regelmäßigen Betrieb in Uebereinstimmung mit obiger Rechnung Ueberhitzungen von etwa 50 bis 60° erzielt. Gölsdorf gibt die hierbei erreichte Ersparnis gegenüber der besten von 20 gleichen Naßdampflokomotiven zu 8 vH an.

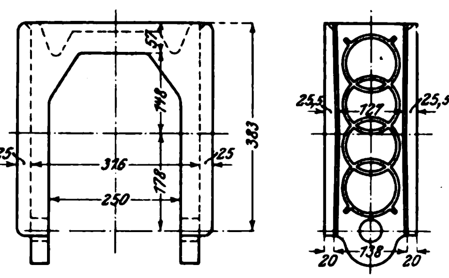


Fig. 123 und 124. Achsbüchsenführung.

Ausbesserungen sind an diesem Ueberhitzer, obschon er 21 Monate im Betrieb ist, noch nicht vorgenommen. Er ist daher bereits bei zwei $^{3}/_{5}$-gekuppelten Schnellzuglokomotiven, wie oben unter Nr. 14 beschrieben, eingebaut, während der Einbau bei 12 weiteren Lokomotiven im Gange ist.

Der Regler ist ein einfacher Flachschieber, der an der vorderen Rohrwand angebracht ist und den Dampf unmittelbar aus dem Ueberhitzer übernimmt.

Das Triebwerk ähnelt sehr dem der unter Nr. 14 beschriebenen $^{3}/_{5}$-gekuppelten Schnellzuglokomotiven. Innere und äußere Zylinder sind unter einer Neigung von 1 : 8 angeordnet und treiben die mittelste der gekuppelten Achsen an, die, um genügende Länge der inneren Pleuelstange zu erzielen, in etwas größerem Abstand von der vorangehenden gekuppelten Achse angeordnet ist, als durch die Größe der Raddurchmesser bedingt wäre. Um die inneren Zylinder zweckmäßig unterbringen zu können, mußten auch die Kreuzkopfleitbahnen von den Zylindern fort nach der Feuerbüchse zu verlegt werden; sie sind an zwei senkrechten Querverbindungen des Rahmens befestigt. Es ergibt sich daher für das innere Triebwerk eine recht lange Kolbenstange und eine kurze Pleuelstange, die im vorliegenden Fall 2020 mm mißt, während die außen liegende Pleuelstange 3390 mm lang ist. Bemerkenswert ist auch die Führung der Kreuzköpfe an der einstegigen Leitbahn. Letztere hat ⊥-förmigen Querschnitt und ist an den Leitbahnhaltern derart befestigt, daß der Kreuzkopf unmittelbar heruntergeschoben werden kann, ohne die Leitbahn oder Teile des Kreuzkopfes abzunehmen.

Die Krummachse, Fig. 119 bis 122, hat runde Wangen und einen schrägen Arm von rechteckigem Querschnitt. Achsschenkel und Zapfen sind ausgebohrt. Als Material ist 3-prozentiger Nickelstahl verwendet. Um bei Unebenheiten des Gleises eine geringe Schrägstellung der Achsen zu ermöglichen, sind die Achsbüchsen an den Seiten nicht mit parallelen, sondern sich von der Mitte aus nach oben und unten erweiternden Führungen versehen; s. Fig. 123 und 124.

Die Kurvenbeweglichkeit der Lokomotive ist dadurch gesichert, daß die vordere Achse, die in einem Ponygestell gelagert ist, ein seitliches Spiel von 49 mm nach jeder Seite, die dritte und sechste Achse ein solches von 26 mm nach jeder Seite hat. Ferner sind an den Treibrädern die Spurkränze fortgelassen.

Zur Schmierung der Zylinder und Schieber dienen 2 Friedmannsche Schmierpressen für je 6 Schmierstellen.

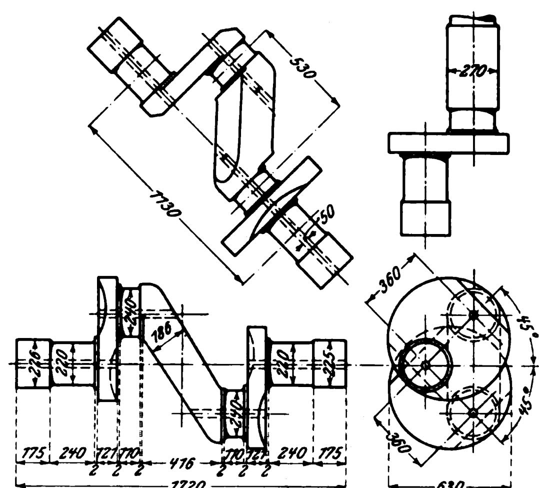


Fig. 119 bis 122. Krummachse.

Die Lokomotive ist mit Vakuumbremse von Hardy, Bauart 1902, versehen, und zwar sind zwei Bremszylinder vorhanden; einer liegt kurz vor der Treibachse und bremst die ersten vier gekuppelten Räder, der andre liegt hinter der letzten gekuppelten Achse unterhalb des Aschkastens und bremst die letzten beiden gekuppelten Räder. Beide Bremszylinder sind durch Rohrleitungen miteinander verbunden, so daß in beiden das gleiche Vakuum entsteht und die Bremsklötze für die vier gebremsten Achsen gleichmäßig angehoben werden.

Der mitausgestellte Tender ist der normale dreiachsige Tender der Oesterreichischen Staatseisenbahn; vergl. Fig. 87 und 88, S. 1347.

Bevor ich zur Beschreibung der einzelnen Güterzuglokomotiven übergehe, gebe ich in Zusammenstellung 5 die Hauptabmessungen aller Güterzuglokomotiven. Nr. 24, $^{4}/_{4}$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Bahn Damaskus-Hama, überspringe ich, da weiteres Material, als in Zusammenstellung 5 gegeben, nicht zu bekommen war; ebenso Nr. 28, $^{5}/_{5}$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn, die ich bereits in Z. 1906 S. 1217 ausführlich beschrieben habe.

(Fortsetzung folgt.)

Schieber mit Stegen in der Muschel.

Von **M. Hochwald**, Berlin.

Im Jahrgang 1905 S. 1324 dieser Zeitschrift ist ein Schieber mit dreifacher Eröffnung für Ein- und Ausströmung für größere Niederdruckzylinder beschrieben worden. Aus diesem Schieber lassen sich mehrere einfache neue Schieberformen ableiten, die geeignet erscheinen, den Ausbau schnellaufender und gleichzeitig im Dampfverbrauch sparsam arbeitender Dampfmaschinen kleinerer und mittlerer Leistung zu fördern. Es möge deshalb gestattet sein, im Anschluß an die genannte Veröffentlichung auch noch auf diese Schieberformen, die in letzter Zeit insbesondere an Dampfmaschinen von A. Borsig, Berlin, vielfach zur Ausführung gekommen sind, kurz einzugehen.

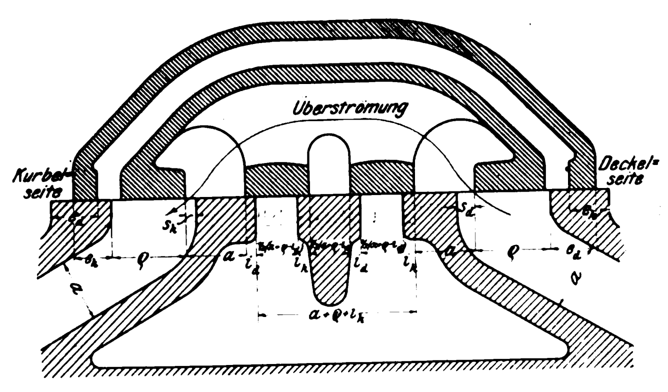
Werden beim dreispaltigen Schieber die Kanäle *k*, *k* im Schieber und der Querkanal *c* (Fig. 1 bis 4 a. a. O.) im Zylinder weggelassen, so entsteht ein Trick-Schieber mit 2 Stegen in der Muschel, der doppelte Einströmung und doppelte Abströmung hat und mit Ueberströmung arbeitet. Fig. 1



zeigt diesen Schieber in der Mittelstellung mit dem zugehörigen Zylinderspiegel; a ist die Kanalweite, ϱ die Exzentrizität, s die Breite des Ueberströmspaltes, e die Einströmdeckung, i die Abströmdeckung. Fig. 2 zeigt die Stellung des Schiebers bei Beginn der Abströmung aus dem Zylinder-

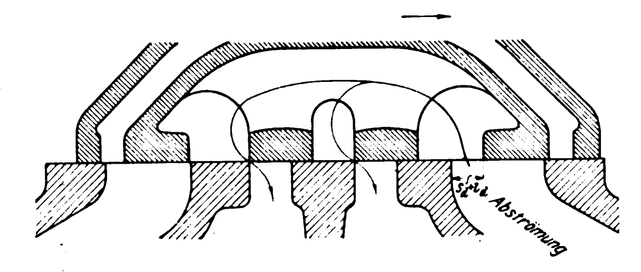
Fig. 1.

Trick-Schieber mit zwei Stegen in der Muschel.



Schieberlänge $L = 3\,(a + \varrho) + 2\,i_k + i_d + e_k + e_d$
$L = 3\,(40 + 50) + 2 \times 8 + 5 + 26 + 31 = 348$ mm
für eine Kanalweite von 40 mm unter Zugrundelegung des Diagrammes Fig. 3.

Fig. 2.



kanal auf der Deckelseite. Die beiden Abströmungen erfolgen in der Muschel in der durch Pfeile in dieser Figur angedeuteten Weise. Ebenso wie beim dreispaltigen Schieber ist auch hier die Weite der Hülfsöffnung in der Muschel gegeben durch die Größe des Ueberströmspaltes s, vermehrt um die zugehörige Abströmdeckung i.

Günstige Verhältnisse hinsichtlich der Dampfverteilung bei gleichzeitig kleinster Exzentrizität und kleinster Baulänge des Schiebers erhält man im allgemeinen, wenn man $s + i$ zu rd. $^2/_5$ der Kanalweite wählt. Je nach der Umlaufzahl ist hierbei s größer, gleich oder kleiner als i zu machen, und zwar wird bei mittleren Umlaufzahlen: 100 bis 150, s gleich i, bei niedrigeren Umlaufzahlen hingegen wird s 1 bis 3 mm kleiner und bei höheren Umlaufzahlen je nach der Kanalweite 1 bis 3 mm größer als i gewählt. Im letzteren Falle beginnt die Ueberströmung etwas früher und dauert länger, so daß der Ausgleich der Spannungen vor und hinter dem Kolben auch bei den gesteigerten Umlaufzahlen möglichst vollkommen wird. Dieser Druckausgleich — mit dem, wie bekannt, eine verbesserte Dampfausnutzung sowie eine Anpassung der Kompressions-Endspannung an die jeweilige Aufnehmerspannung erstrebt wird — ist bei Wahl eines Ueberströmspaltes, der größer als die Abströmdeckung ist, auch noch deshalb vollkommener, weil dann unmittelbar vor Beginn der Ueberströmung beide Zylinderseiten einen Augenblick gleichzeitig mit dem Abdampfraum verbunden sind, wodurch ein Anstoß gegeben wird, den Dampf rasch in Bewegung zu setzen.

Was den vorliegenden neuen Schieber gegenüber andern zweispaltigen Schieberformen besonders beachtenswert macht, ist seine hervorragende Einfachheit, sowie die namentlich für kurzhübige schnellaufende Dampfmaschinen sehr wertvolle Eigenschaft, ungeachtet seiner zweiten Abströmung einen nur ebenso kurzen Zylinderspiegel zu erfordern wie ein gewöhnlicher Trick-Schieber. Es wird dies dadurch erreicht, daß der zweite Abströmweg nicht allein zur Verbesserung der Abströmung, sondern gleichzeitig auch zur Verkleinerung der Exzentrizität ausgenutzt wird. Man kann nämlich die letztere beim neuen Schieber vermöge seiner doppelten Abströmung, und zwar unbeschadet einer auch für die Einströmseite tadellosen Dampfverteilung, um rd. 20 vH kleiner wählen als beim gewöhnlichen Trick-Schieber. Die Reibungsarbeit wird dadurch entsprechend verkleinert. Wie ferner in der Beschreibung des dreispaltigen Schiebers bereits bemerkt, wirkt auch die Ueberströmung hinsichtlich der Reibungsarbeit günstig, da der überströmende Dampf gerade zur Zeit der raschesten Schieberbewegung die Schieberräume füllt und hierdurch den die Reibung bedingenden Ueberdruck auf den Schieber erheblich verringert.

Das Zeuner-Diagramm, Fig. 3, gibt die Steuerungsverhältnisse des neuen Schiebers, wie sie bei seiner Anwendung im Niederdruckzylinder einer schnellaufenden, mit Kondensation arbeitenden Dampfmaschine erfahrungsgemäß zu wählen sind. Diese Steuerungsverhältnisse passen unverändert für das Arbeiten mit Auspuff ins Freie oder in eine Heizleitung bei abgeschalteter Kondensation.

Unter Zugrundelegung dieses Diagrammes sind für eine Kanalweite von 40 mm in Fig. 1 die Zahlenwerte für Exzentrizität und Deckungen eingeschrieben, und es ergibt sich hiernach für diese Kanalweite bei einer Exzentrizität von 50 mm ein Schieber von nur 348 mm Länge. Diagramm und Schieber entsprechen einer Ausführung von A. Borsig für den Niederdruckzylinder einer stehenden Verbundmaschine von 460 und 710 mm Dmr., 400 mm Hub und 210 Uml./min.

An dieser Maschine sind die beiden Indikatordiagramme Fig. 4 und Fig. 5 entnommen, die das durchaus günstige Arbeiten des neuen Schiebers unzweifelhaft erkennen lassen.

Aehnliche Vorteile, wie sie der beschriebene Flachschieber für Niederdruckzylinder hinsichtlich der Abströmseite hat, werden für Hoch- und auch für Mitteldruckzylinder schnelllaufender Maschinen hinsichtlich der Einströmseite gewonnen, wenn die für diese Zylinder gebräuchlichen Kolbenschieber mit Stegen in der Muschel bezw. Schieberkammer ausgerüstet werden. Eine Verbesserung der Einströmseite ist bei An-

Fig. 3. Zeuner-Diagramm des neuen Flachschiebers.

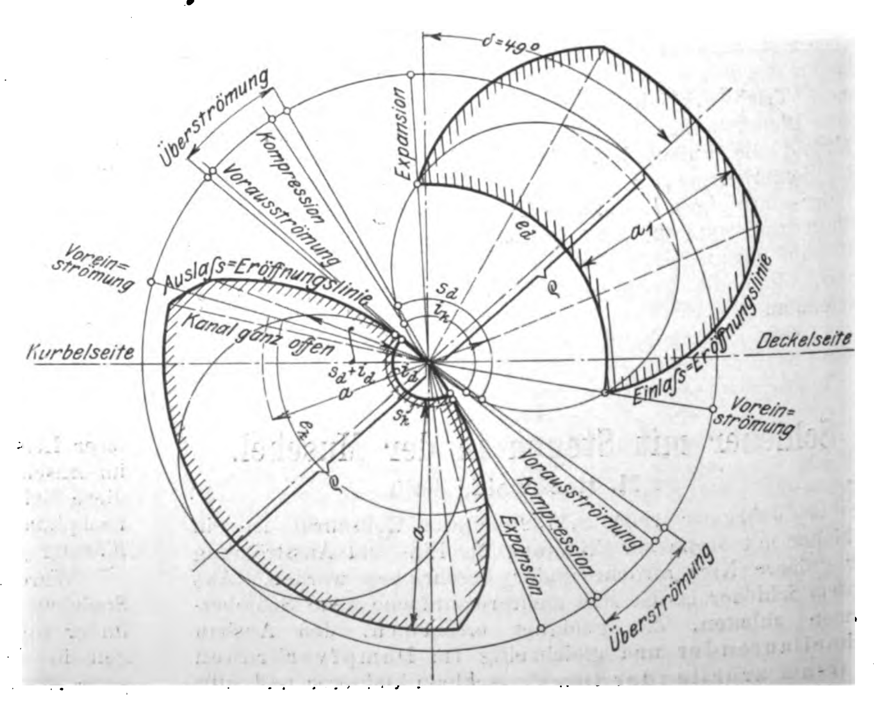
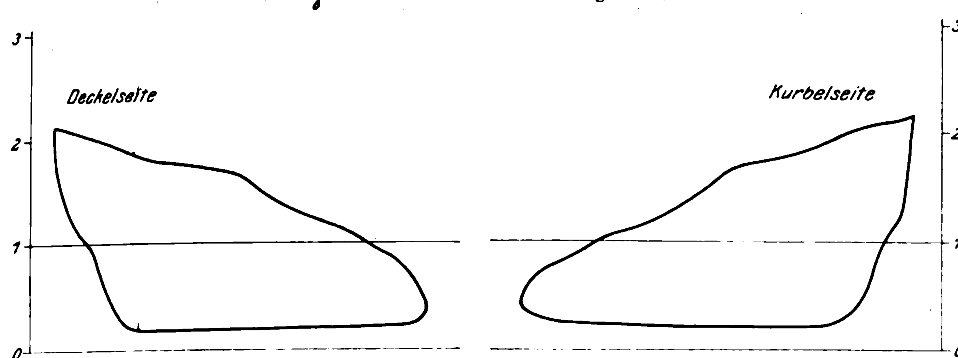
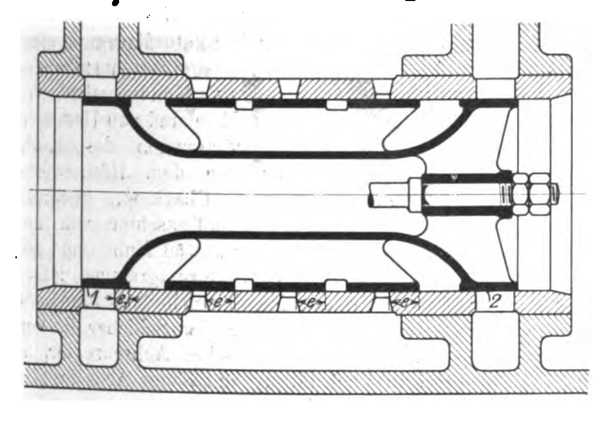


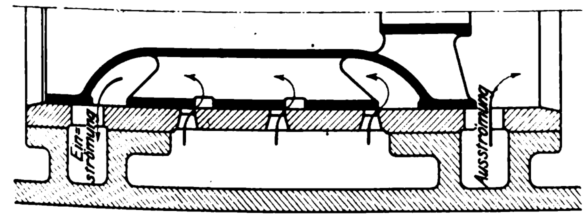
Fig. 4 und 5. Indikatordiagramme.



wendung einer einfachen Schiebersteuerung im Hochdruckzylinder besonders erwünscht, weil diese Steuerungen, wie bekannt, namentlich bei den kleineren und mittleren Füllungen ein sehr schleichendes Eröffnen und Abschließen der Einströmkanäle geben. Die Figuren 6 und 7 stellen einen solchen neuen Kolbenschieber dar. Der Dampf tritt innen ein und wird von den Kanten der Muschelstege gesteuert; die Abströmung erfolgt außen an den Kanten der Schieberstege. Die Innenkanten der Schieberstege haben eine Deckung e_1, die kleiner ist als die Einströmdeckung e an den Kanten der Muschelstege. Bei Beginn der Einströmung, Fig. 7, stehen deshalb Zylinderkanal und Muschelraum bereits durch einen größeren freien Spalt in Verbindung, so daß die mehrfache Eröffnung innerhalb der Muschel voll zur Geltung kommt. Während nun sonst bei Steuerorganen

Fig. 6 und 7. Kolbenschieber mit Stegen.





mit mehrfacher Eröffnung mit der Zahl der Durchtrittspalten gleichzeitig die gesamte Länge der Dichtungsflächen und damit die Dampflässigkeit, sowie ferner die Wandungen und das Volumen des schädlichen Raumes im Zylinder wachsen, werden bei der vorliegenden Bauart des Schiebers die Vorteile der mehrfachen Eröffnung gewonnen, ohne daß man diese Nachteile in den Kauf nehmen müßte. Die Dampfdichtheit wird sogar gegenüber einem einfach öffnenden Schieber noch verbessert, weil nach der Absperrung durch die steuernden Kanten der Muschelstege noch eine zweite zusätzliche Absperrung des Zylinderinnern gegenüber dem Muschelraum durch den Schiebersteg hinzutritt. Vermöge der Muschelstege hat der Schieber zudem noch eine sehr reichliche Tragfläche, wodurch einer Abnutzung und damit einer Schädigung der Dichtheit gut vorgebeugt wird.

Der Schieber wird ebenso häufig mit 2 wie mit 3 Einströmspalten ausgeführt. Für Hochdruckzylinder von Maschinen mit Achsenreglern empfiehlt sich die Anwendung von 3 Einströmspalten. Infolge der so vergrößerten Gesamtlänge der Eröffnungskante ist die Verwendung kleiner Schieber mit kleinen Exzentrizitäten und daher auch kleinen Achsenreglern ermöglicht. Es kann ferner der bei solchen Maschinen notwendigen Bedingung der völligen Absperrung des Frischdampfes bei Nullfüllung entsprochen werden, ohne daß man mit ungenügenden Eröffnungen bei kleineren und mittleren Füllungen arbeiten müßte.

Das Zeuner-Diagramm, Fig. 8, zeigt bei einer derartigen Anwendung des dreispaltigen Schiebers die Einström-

Fig. 8. Zeuner-Diagramm eines dreispaltigen Schiebers.

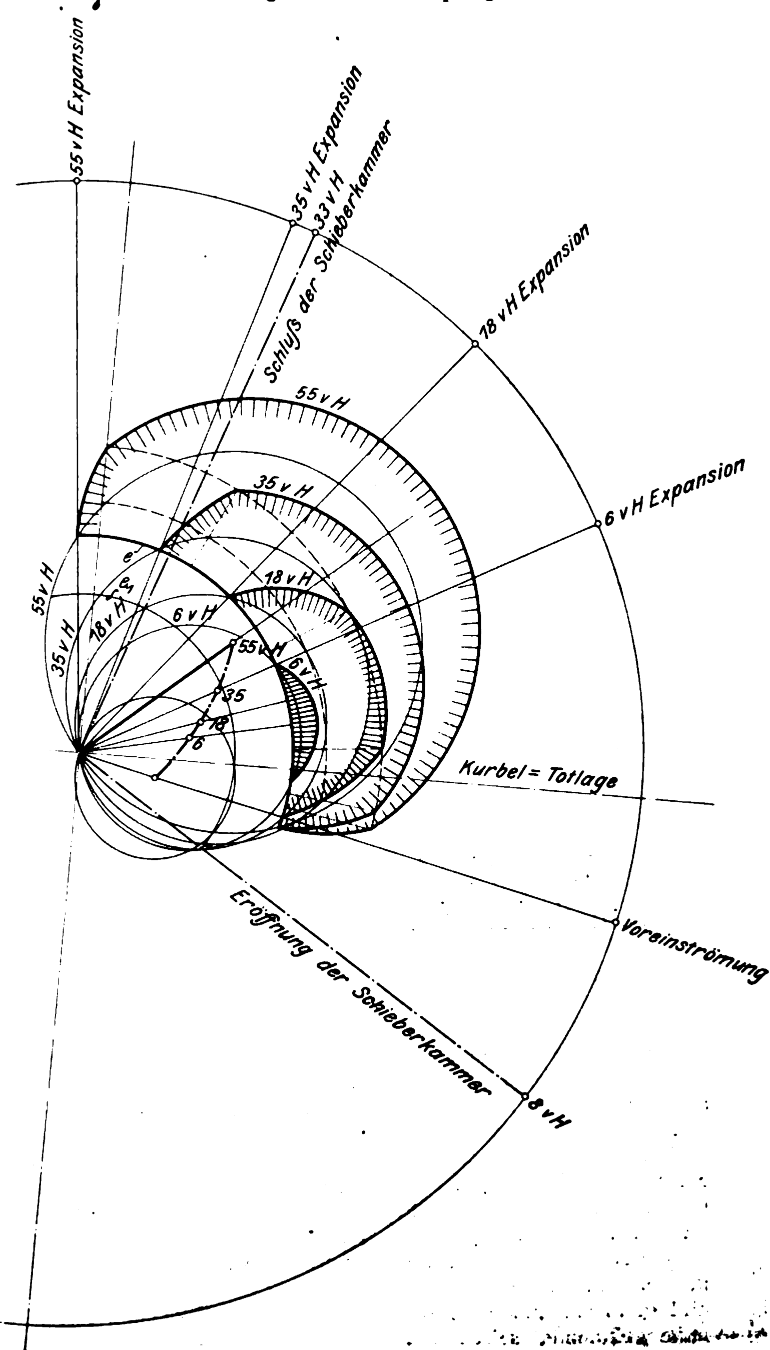


Fig. 9. Dampfdruckdiagramm des Muschelraumes.

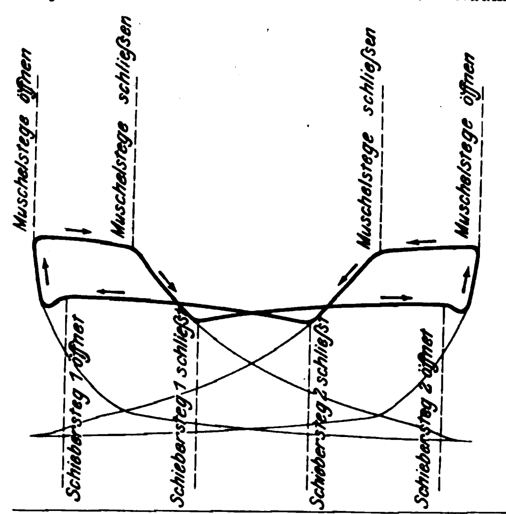
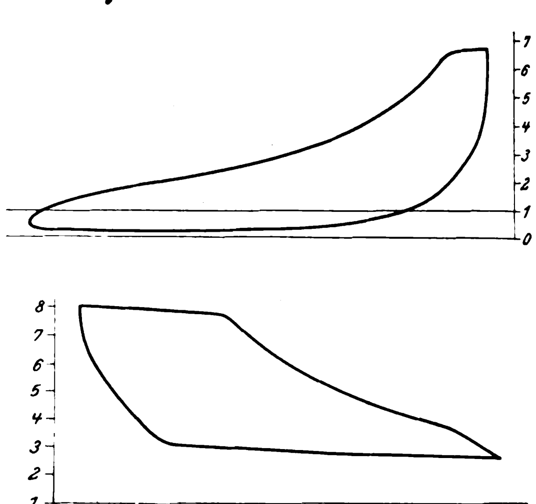


Fig. 10 und 11. Indikatordiagramme.

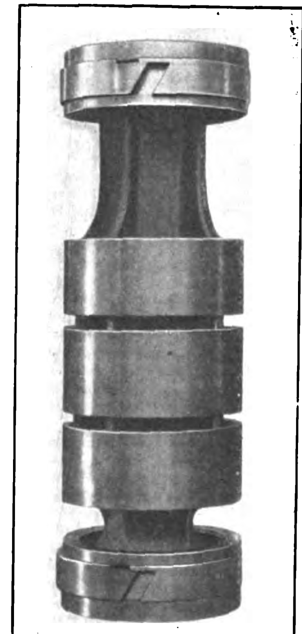


öffnungen für verschiedene Füllungen. Damit die Maschine auch bei vollständiger Entlastung unter keinen Umständen durchgehen kann, bleiben für die äußerste Lage des Reglers die Einströmkanten während des ganzen Schieberweges reichlich gedeckt. Die dreifache Einströmung kommt, wie ersichtlich, bis zu einer mittleren Füllung von rd. 18 vH während des ganzen Schieberweges zur Geltung. Bei den größeren Füllungen, wo in den Endstellungen des Schiebers ohnedies reichliche Oeffnungsweiten vorhanden sind, wirkt sie jedoch nur bei Eröffnung und beim Abschluß des Kanales, in welchen Stellungen ja allein eine Vergrößerung der Durchtrittquerschnitte erforderlich ist.

Aehnlich wie beim Trick-Schieber der Trick-Kanal bildet während eines Teiles der Schieberbewegung die Muschel eine Vergrößerung des schädlichen Raumes. Dies ist hier jedoch belanglos, und zwar, weil sich diese Vergrößerung auf den nur kurzen Zeitraum bei Beginn der Expansion — von der Absperrung durch die Muschelstege bis zur Absperrung durch den Schiebersteg — und auf den kurzen Zeitraum bei Ende der Kompression — von der Eröffnung durch den Schiebersteg bis zur Eröffnung durch die Muschelstege — beschränkt, und weil ferner, wie das Dampfdruckdiagramm des Muschelraumes, Fig. 9, erkennen läßt, sowohl bei der Eröffnung dieses Raumes durch

Fig. 12.

Kolbenschieber mit Stegen.



den Schiebersteg, als auch bei der Einströmeröffnung durch die Muschelstege jeweils Dampf von nahezu gleicher Spannung zur Mischung kommt.

Die Verbindung des Muschelraumes im Schieber mit dem schädlichen Raum im Zylinder bei Ende der Kompression ist im übrigen sogar in sofern von Nutzen, weil hierdurch die häufig nicht zu vermeidenden hohen Kompressionen gemildert werden.

In Fig. 10 und 11 sind 2 Indikatordiagramme dieses Schiebers vorgeführt.

Fig. 10 zeigt ein Indikatordiagramm einer von A. Borsig, Berlin, ausgeführten stehenden Einzylindermaschine mit Kondensation von 350 mm Zyl.-Dmr., 300 Hub und 230 Uml./min, Fig. 11 ein Indikatordiagramm des Hochdruckzylinders einer von dem Hüttenwerke Kramatorskaja, Gouv. Charkow, gebauten stehenden Verbund-Auspuffmaschine von 280 und 430 mm Zyl.-Dmr., 350 Hub und 198 Uml./min. Beide Indikatordiagramme lassen die gute Arbeitsweise des Schiebers erkennen. Im ersten Fall arbeitete der Schieber in Verbindung mit einem Steinschen Achsenregler, im zweiten in Verbindung mit einem Achsenregler von Doerfel-Proell.

Fig. 12 zeigt den zum Indikatordiagramm Fig. 10 gehörenden Schieber.

Leonardo da Vincis Ansicht vom freien Falle schwerer Körper.

E. Düring sagt auf S. 14/15 seiner »Kritischen Geschichte der allgemeinen Prinzipien der Mechanik«, Leipzig 1877:

»Am deutlichsten ergibt sich aus einzelnen Stellen und Manuskriptfragmenten, daß Leonardo das Bewegungsgesetz auf der schiefen Ebene kannte, und daß er zutreffende Vorstellungen vom steten Wachsen der Geschwindigkeiten beim Fallen der Körper hatte .... Nimmt man noch eine Aeußerung Leonardos hinzu, derzufolge er sich beim Fallen die Geschwindigkeiten in arithmetischer Progression wachsend dachte, so ist hinreichend ersichtlich, daß er einen erheblichen Teil der Eigenschaften des freien Falles gekannt haben müsse, und daß er auf diese Weise den von Galilaei definitiv und in ihrem ganzen Umfange festgestellten Wahrheiten sehr nahe gekommen sei.«

Wer diese Stelle liest, wird wohl den Wunsch hegen, über die betreffenden Aeußerungen Leonardos Genaueres zu erfahren, um beurteilen zu können, wie weit ihre Annäherung an Galilaeis Sätze über den freien Fall ging, und inwiefern dieser berechtigt war, seine Lehre hiervon eine »neue Wissenschaft« zu nennen.

Durch die gegen Ende des 19. Jahrhunderts erfolgten Veröffentlichungen der im Institut de la France zu Paris befindlichen Handschriften Leonardos durch Ravaisson-Molien und der im Codice Atlantico in der Biblioteca Ambrosiana zu Mailand befindlichen durch die Academia dei Lincei ist es heute einem größeren Interessentenkreise ermöglicht, die betreffenden Stellen zu lesen, als es zu Dr. Dürings Zeit der Fall war. Sie finden sich hauptsächlich in Manuskript M der in Paris befindlichen Sammlung. Die bemerkenswertesten davon lauten in deutscher Uebersetzung wie folgt:

1) (auf Blatt 44 hinten) »*a* fällt in Luft von gleichmäßiger Dichtigkeit. — Der schwere Körper, welcher niedergeht, erlangt in iedem Grade der Zeit einen Grad mehr

Bewegung als in dem vorhergegangenen Zeitgrade und ebenso einen Grad Geschwindigkeit mehr als in dem vorhergegangenen Bewegungsgrade. Daher verdoppelt sich zu jeder doppelten Zeit die Länge des Niederganges (in einem Zeitgrade) und die Geschwindigkeit der Bewegung.

Hier wird gezeigt, wie das Verhältnis, in dem eine Zeitlänge zur andern steht, auch das der einen Bewegungsgröße zur andern und das der einen Geschwindigkeitsgröße zur andern ist, Fig. 1.«

2) (Blatt 45 vorn) »Ein schwerer Körper, welcher frei niedergeht, gewinnt in jedem Grade der Zeit einen Grad Bewegung, und in jedem Grade der Bewegung einen Grad Geschwindigkeit. Sagen wir, daß er im ersten Zeitgrade einen Grad Bewegung und einen Grad Geschwindigkeit gewinnt, so wird er im zweiten Zeitgrade zwei Grade Bewegung und zwei Grade Geschwindigkeit gewinnen usw.«

Fig. 1.

Fig. 2.

3) (Blatt 44 vorn) »Nachweis von dem Verhältnisse der Zeit zur Bewegung und zur Geschwindigkeit, welche beim Niedergehen schwerer Körper erzeugt werden, durch die pyramidale (d. h. die dreieckige) Figur, weil die genannten Größen alle pyramidal sind, indem sie mit nichts anfangen und gradweise nach arithmetischer Proportion wachsen, Fig. 2.

Wenn Du die Pyramide (das Dreieck) in irgend einem Grade ihrer Höhe durch eine ihrer Basis parallele Linie schneidest, wirst Du finden, daß das Verhältnis, in welchem der Abstand dieses Schnittes von der Basis zur ganzen Dreieckshöhe steht, auch das Verhältnis ist, in dem die Länge dieses Schnittes zur Breite der ganzen Basis steht. Du siehst, daß *ab* ein Viertel von *ae* und der Schnitt *fb* ein Viertel der Basis *ne* ist.«

Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.

Eine ähnliche Figur mit ähnlichen Bemerkungen findet sich auf Bl. 59 hinten.

4) (Bl. 48 vorn) »Wenn zwei Körper von gleichem Gewicht und gleicher Gestalt nacheinander aus einer Höhe fallen, wird sich in jedem Zeitgrade der eine Körper von dem andern um einen Grad weiter entfernen.

Du siehst, daß *t*, Fig. 3, sich nicht von der Stelle bewegt, bis *q* die Bewegung *pq* gemacht hat, und wenn *t* den Weg bis *a*, d. h. einen Grad der Bewegung zurückgelegt hat, *q* bis *r* deren zwei gewonnen haben wird. Und wenn *a* in einer gleichen Zeit bis *b* niedergegangen ist und auch seine zwei Grade Bewegung gewonnen hat, wird *r* schon nach *s* niedergegangen sein und in dieser Zeit drei Grad Bewegung gewonnen haben.«

5) (Bl. 48 hinten) »Die Strecke *mn*, Fig. 4, ist doppelt so groß als die Strecke *na*, und die Strecke *mn* ist $^2/_3$ von *ms*, und so ist *ms* $^3/_4$ von *sc* und *sc* $^4/_5$ von *cf*, und so geht es gradweise fort, und daraus folgt, daß je mehr die Nummer der Strecken wächst, um so kleiner wird der (verhältnismäßige) Unterschied zwischen der nachfolgenden und der vorhergegangenen, und je kleiner dieser Unterschied wird, um so größer wird die Verhältniszahl.«

6) (Bl. 61 vorn) »Wenn zwei Kugeln von gleichem Gewicht und gleicher Gestalt, die in dem Abstande von einer Elle übereinander liegen, gleichzeitig ihren Fall beginnen, so wird ihr Abstand voneinander bei jeder Größe der Bewegung gleich groß bleiben, wenn Du aber nach dem Niedergang einer Kugel um eine Elle eine andre fallen läßt, wirst Du finden, daß das Verhältnis ihrer Geschwindigkeiten und der Gewalt (potenzia) beider sich bei jedem Grade der Bewegung ändert.

Das zeigt sich klar, denn wenn die Kugel von *a*, Fig. 5, bis nach *c* gefallen ist, wird sie zwei Weglängen mehr zurückgelegt haben als diejenige, welche nur von *a* bis *b* gefallen ist, und darum wird sie zweimal schneller und mächtiger sein (più potente) als die in *b*, und wird sich zweimal so stark vordrängen als die in *b* niedergehende. (Bl. 60 hinten) Oder wenn *a* bis *d* niedergegangen ist, wird *b* sich in *c* befinden, und die Gewalt von *d* wird nicht mehr doppelt so groß sein als die von *c*, sondern wird das Anderthalbfache betragen, und ebenso wird *b* in *d* sein, wenn *a* in *e* sein wird, und die Gewalt von *d* wird $^3/_4$ derjenigen von *e* sein und dann $^4/_5$ usw.«

Aehnliche Figuren und Bemerkungen finden sich auf Bl. 49 vorn und Bl. 57 hinten.

7) (Bl. 43 vorn) »Luft, welche frei von Wolken und Nebel ist, ist unten dicht und gewinnt mit jedem Grade der Höhe pyramidenartig einen Grad Verdünnung, wie die Reihe *na*, Fig. 6, es darstellt.

Auch das Gewicht, welches durch diese Luft fällt, gewinnt bei jedem Grade der Bewegung einen Grad Geschwindigkeit, während ich früher sagte, daß es in jedem Zeitgrad einen Grad Bewegung mehr gewänne als in dem vorhergegangenen Zeitgrade. Wenn ich daher annehme, daß die Grade der Bewegung zehnmal mächtiger sind als die Grade der widerstehenden Luft, so kann man sagen, daß der Grad von 10, wenn der von 1 der widerstehenden Luft weggenommen wird, sich in 9 verwandelt, daß der zweite Grad von 20 in dichtere Luft eintritt, die ihm 2 wegnimmt, so daß 20 sich in 18 verwandelt, wie die Reihe *bm* zeigt.«

Fig. 6.

c	b	a
9	10	1
18	20	2
27	30	3
36	40	4
45	50	5
s	m	n

Die Reihe *cs* sei die Bewegung der Schwere *bm* abzüglich des Widerstandes der Luft *an*.

8) (Bl. 43 hinten) »Wenn zwei gleiche Gewichte sich senkrecht untereinander befinden und zu gleicher Zeit fallen gelassen werden, so zehren sie bei langem Niedergang ihren Abstand voneinander auf und kommen dazu, sich zu berühren.

Wenn die Luft ohne Nebel und Wolken ist, wirst Du finden, daß sie bei jedem Grad ihrer Höhe einen Grad Verdünnung erlangt, und umgekehrt, daß sie bei jedem Grade der Tiefe einen Grad an Dichtigkeit gewinnt. Wenn man daher zwei Körper, die eine Elle untereinander liegen und durch einen Faden miteinander verbunden sind, zusammen fallen läßt, so werden sie sich nach langer Bewegung berühren, weil der untere sich immer in dichterer Luft befindet als der, welcher sich über ihm befindet, und er außerdem die Arbeit hat, die Luft zu verdrängen und eine Wellenbewegung derselben zu erzeugen, die sich zwar nach oben fortpflanzt und mit rückläufiger Bewegung den zweiten Körper bekämpft und stößt, aber die andre darüber befindliche Luft beeilt sich, das Vakuum auszufüllen, das hinter diesem Körper entsteht.«

9) (Bl. 47 hinten) »Wir haben gefunden, daß eine abgetrennte Masse bei ihrer Bewegung in jedem Bewegungsgrad einen Geschwindigkeitsgrad gewinnt, und daß sie ebenso in jeder gleichlangen Zeit an Länge des Weges in ihr zunimmt, welche Zunahme in arithmetischer Progression stattfindet. Wie werden wir uns nun die zusammenhängende Masse der flüssigen Körper bei ihrem Niedergange vorzustellen haben, da sie in jedem gleichen Zeitteile dieselbe Gewichtmenge

ausgießen und diese in jedem Grade der Bewegung länger und dünner wird? Sie müßte daher im Verlaufe des Niederganges in einer Spitze endigen, wie eine Pyramide, und würde ein solcher flüssiger Körper nicht ganz niederfallen, sondern die größte Menge eines solchen Körpers, und wenn es ein großer Fluß wäre, würde in der Luft bleiben. Daß er sich unzusammenhängend ergießt, ist gegen unsre Erfahrung, denn soviel oben austritt, schlägt in der gleichen Zeit unten auf.«

10) (Bl. 47 vorn) »und wenn dieselbe Gewichtmenge von diesem flüssigen Körper dünner wird, erleidet sie weniger Widerstand durch die Luft und gewinnt (auch dadurch) an Schnelligkeit. Und wenn sie, weil sie dünner ist, an Geschwindigkeit zunimmt, so würde dieselbe Gewichtmenge auch aus diesem zweiten Grunde noch länger und dünner werden und noch schneller fallen, so daß dies nach und nach ins Unendliche gehen würde. Deshalb hat die Natur oder die Notwendigkeit gemacht, daß ein solcher niederfallender Körper, wenn er sich zuspitzt, Einschnitte bekommt, indem er seine äußersten Teile von rechts nach links verwechselt und anfängt, sich zu teilen. Und je weiter die Flüssigkeit niedergeht, desto mehr teilt sie sich, und so wird sie durch viele Verzweigungen leichter und langsamer in ihrer wirren Bewegung.«

Daraus, daß Leonardo in seinen Sätzen wiederholt die Bedingung stellt, die fallenden Körper müßten gleiches Gewicht und gleiche Form und Größe haben, ersieht man, daß er dem Satze des Aristoteles huldigte, daß schwere Körper schneller fallen als leichte.

Gar oft hat man Aristoteles die Aufstellung dieses Satzes zum Vorwurfe gemacht. M. Rühlmann sagt auf S. 10 seiner »Vorträge über Geschichte der technischen Mechanik«: »Falsch darin (d. h. in der »Physik« des Aristoteles) ist allerdings die Lehre vom freien Falle der Körper, indem Aristoteles behauptet, daß derjenige Körper der schwerere ist, der bei gleichem Inhalte schneller abwärts geht«, und Herm. Grothe sagt auf S. 26 seiner Schrift »Leonardo da Vinci als Ingenieur und Philosoph«: »Sein (des Aristoteles) schlimmster Satz war jedoch der, daß derjenige Körper der schwerere ist, der bei gleichem Inhalte schneller abwärts geht.«

Offenbar hielten es diese beiden Autoren, wie viele, für allein richtig, zu sagen: »alle Körper fallen gleich schnell mit der gleichmäßigen Beschleunigung von 9,81 m in der Sekunde«, wie es die abstrakte Wissenschaft in der sogenannten Lehre vom freien Fall ausspricht. Sie sagt freilich auch in der Einleitung zu diesem Kapitel, daß sie vom Falle durch den luftleeren Raum rede, was jedoch nur zu oft außer acht gelassen wird. Tatsächlich findet aber ein Fallen der Körper auf Erden nur durch den lufterfüllten Raum statt. Wie sehr der Luftwiderstand den Fall der Körper beeinflußt, wird selten genügend in Betracht gezogen, und wenn auch die darüber angestellten Beobachtungen noch wenig zuverlässig sind, so ist es doch empfehlenswert, sich von dem tatsächlichen Fallen der Körper eine möglichst richtige Vorstellung zu machen.

Nach Weisbachs Ingenieur- und Maschinenmechanik Bd. I § 465 ist der Widerstand P, den ein Körper bei seiner Bewegung durch eine Flüssigkeit, hier die Luft, zu überwinden hat, nach der Formel $P = \zeta \frac{v^2}{2g} F \gamma$ zu berechnen, worin ζ einen Erfahrungskoeffizienten, v die Geschwindigkeit der Bewegung, F die Fläche, die der Körper dem Luftwiderstande darbietet, γ die Dichtigkeit der Luft und g die Erdakzeleration $= 9{,}81$ m in der Sekunde bedeutet. Nach § 367 a. a. O. fand du Buat für würfelförmige Körper, die dem Luftwiderstand eine Seitenfläche darbieten, $\zeta = 1{,}28$. Nimmt man die Temperatur zu 0° an, so ist die Dichtigkeit der Luft $\gamma = 1{,}2995$. Nimmt man ferner die Kantenlänge des Würfels zu 0,5 m, also seine Seitenfläche zu 0,25 qm an, so ergibt sich der Luftwiderstand $P = 0{,}021 v^2$.

Ein Würfel von 0,5 m Kantenlänge aus Kalkstein von 2,4 spez. Gew. wiegt 300 kg, ein solcher aus Tannenholz von 0,56 spez. Gew. 70, einer aus Kork von 0,24 spez. Gew. 30 kg. Macht man den Würfel hohl aus 4 mm dicken Erlenholzbrettchen, so wiegt er 3 kg, und macht man ihn aus einem Gestell von vierkantigen, 7 mm dicken Weidenholzstäbchen, das man mit Papier von 1 g Gewicht pro qdm überzieht, so wiegt er 0,3 kg.

Nach der abstrakten Theorie, den sogenannten Fallgesetzen, wäre anzunehmen, daß alle diese Körper mit der sich stets gleich bleibenden Beschleunigung von 9,81 m in der Sekunde fallen und in 5 Sekunden einen Weg von 122,6 m zurücklegen. In Anbetracht des Luftwiderstandes ergibt aber die Rechnung auf Grund obiger Formel, daß die Beschleunigung am Ende der fünften Sekunde bei dem Kalksteinwürfel 8,44, beim Tannenholzwürfel 6,46, beim Korkwürfel 1,31, bei dem Würfel aus Erlenholzbrettchen 0,003 und bei dem mit Papier überzogenen Weidenholzgestell nur noch 0,001 m beträgt, sowie daß der Kalksteinwürfel in 5 Sekunden einen Weg von 119 m, der Tannenholzwürfel 107, der Korkwürfel 99, der Würfel aus Erlenholzbrettchen 50 und der Würfel aus Weidenholzstäbchen und Papier nur 18 m zurücklegt.

Die Beschleunigung wird während des Falles durch den mit dem Quadrat der Fallgeschwindigkeit wachsenden Luftwiderstand allmählich aufgezehrt, so daß sich die Geschwindigkeit asymptotisch einer gleichmäßigen nähert. Diese tritt ein, wenn der Luftwiderstand dem Gewichte G des Körpers gleich wird und beträgt bei dem ersten Würfel 119,5, bei dem zweiten 58, bei dem dritten 38, bei dem vierten 11,95 und bei dem fünften 3,78 m.

Bei so leichten Körpern wie dem zuletzt genannten spielt aber die Adhäsion der Luft noch eine nicht unbedeutende Rolle. Weisbach sagt darüber in § 466 a. a. O.: »Aendert sich die Geschwindigkeit eines in einem widerstehenden Mittel bewegten Körpers, so wird auch die von dem Körper in Bewegung gesetzte, oder von demselben mit fortgenommene Flüssigkeitsmasse eine andre, und deshalb läßt sich der Widerstand auch noch von der Akzeleration p des Körpers abhängig darstellen.« Nach den Versuchen von Didion usw. ist der Widerstand

$$P = (0{,}084 v^2 + 0{,}036 + 0{,}164 p) F.$$

Ist $F = 0{,}25$, so wird

$$P = 0{,}021 v^2 + 0{,}009 + 0{,}041 p.$$

Für den Augenblick aber, in dem die Bewegung gleichmäßig wird, ist $p = 0$, und dann ist

$$P = 0{,}021 v^2 + 0{,}009 = G.$$

Für den Würfel von 3 kg Gewicht erhalten wir nach dieser Formel die größte Geschwindigkeit $= 11{,}935$, für den von 0,3 kg Gewicht nur $= 3{,}72$ m.

Man kann es also Leonardo nicht als Fehler anrechnen, daß er an dem aristotelischen Satze: »Schwere Körper fallen bei gleicher Form und Größe schneller als leichte« festhält, zumal er in der Ueberschrift des unter 1) angeführten Satzes ausdrücklich hervorhebt, daß er von dem Falle der Körper durch Luft von gleichmäßiger Dichtigkeit rede, und überhaupt in seinen Betrachtungen dem Luftwiderstande besondere Aufmerksamkeit schenkt.

Uebrigens ist der Satz: »Schwere Körper fallen schneller als leichte«, nicht nur für Körper von gleichem Volumen und verschiedenem spezifischem Gewichte, sondern auch für solche von gleichem spezifischem Gewicht und verschiedenem Volumen nach obiger Formel gültig, weil der Luftwiderstand im Verhältnis der ihm dargebotenen Fläche, also im Verhältnis der zweiten Potenzen, das Gewicht aber im Verhältnis der dritten Potenzen der linearen Dimensionen der Körper zu- oder abnimmt.

Die Beschleunigung in einem Zeitteilchen dt ist

$$g\,dt(G - cFv^2) : G.$$

Macht man die Kante eines Würfels aus demselben Material $n$mal so groß, so ist die Beschleunigung:

$$g\,dt(n^3 G - n^2 cFv^2) : n^3 G = g\,dt(nG - cFv^2) : nG.$$

Dieselbe Formel erhält man für einen Würfel von der ursprünglichen Größe, aber $n$mal so großem spezifischem Gewichte. Man erhält daher zwei Würfel, die in gleicher Weise fallen, wenn man, von einem gegebenen Würfel ausgehend, einmal mit Beibehaltung der Kantenlänge das spezifische Gewicht, das andremal mit Beibehaltung des spezi-



fischen Gewichtes die Kantenlänge $n$mal größer oder kleiner nimmt.

Der oben betrachtete Kalksteinwürfel von 500 mm Kantenlänge wog 300 kg, der ebenso große Tannenholzwürfel 70 kg, d. i. 0,233mal so viel; also fällt ein Kalksteinwürfel von $500 \cdot 0{,}233 = 116$ mm Kantenlänge ebenso, wie der Tannenholzwürfel von 500 mm Kantenlänge, ein Kalksteinwürfel von 50 mm Kantenlänge so wie der oben betrachtete Korkwürfel, ein Kalksteinwürfel von 5 mm Kantenlänge so wie der obige Würfel aus 4 mm dicken Erlenholzbrettchen und ein Kalksteinwürfel von $^1/_2$ mm Kantenlänge wie obiger Würfel aus Weidenholzstäbchen und Papier.

Man kann daher auch ganz allgemein sagen: Schwere Körper fallen schneller als leichte.

Wäre das Gewicht eines Würfels von 500 mm Kantenlänge nur 9 g, so würde nach Didions Formel die größte Geschwindigkeit $v = 0$, d. h. ein solcher Würfel würde nicht fallen, sondern in der Luft schwebend verharren, und demgemäß würden auch Kalksteinwürfelchen von $^1/_{66}$ mm, Tannenholzwürfelchen von $^1/_{16}$ mm und Korkwürfelchen von $^1/_7$ mm Kantenlänge nicht fallen, sondern wie Sonnenstäubchen in der Luft schweben.

Auch daran scheint Leonardo gedacht zu haben, da er in dem oben unter 9) angeführten Satze sagt, wenn ein Wasserstrahl sich beim Fallen immer mehr verdünne, würde er zuletzt nicht niederfallen, sondern in der Luft bleiben.

Gehen wir zur näheren Betrachtung seiner Sätze über, so muß zunächst darauf hingewiesen werden, daß seine Ausdrücke »Grad der Bewegung« und »Bewegungsgröße« in je zwei verschiedenen Bedeutungen gebraucht werden.

Aus sämtlichen Figuren, die er seinen Sätzen zur Erläuterung beifügt, geht hervor, daß er von der Ansicht ausging, der Körper lege im zweiten Zeitteilchen den doppelten, im dritten den dreifachen, im vierten den vierfachen Weg zurück, als im ersten usw. Wenn er den unter 1) angeführten Satz mit den Worten beginnt: »Der schwere Körper, welcher niedergeht, erlangt in jedem Grade der Zeit (Zeitteilchen) einen Grad mehr Bewegung«, so ist hierunter eine so große Weglänge zu verstehen, wie sie im ersten Zeitteilchen zurückgelegt wurde; wenn er aber fortfährt: »und ebenso einen Grad mehr Geschwindigkeit, als in dem vorhergegangenen Bewegungsgrade«, so kann hierunter nur der ganze im vorhergegangenen Zeitteilchen zurückgelegte Weg verstanden werden. Bei der diesem Satze beigesetzten Figur steht die Bemerkung: »Hier wird gezeigt, wie das Verhältnis, in dem eine Zeitlänge zur andern steht, auch das der einen Bewegungsgröße zur andern ist usw.«, und man kann hier unter »Bewegungsgröße« nur den im letzten Zeitteilchen zurückgelegten Weg verstehen; in dem unter 6) angeführten Satze aber wird gesagt: »Wenn zwei Kugeln, die in dem Abstande von einer Elle übereinander liegen, gleichzeitig ihren Fall beginnen, so wird ihr Abstand voneinander bei jeder Größe der Bewegung gleich groß bleiben«, und es ist hier unter »Größe der Bewegung« ohne Zweifel die ganze Fallhöhe gemeint.

Abgesehen von diesen Unklarheiten in der Ausdrucksweise würden die Sätze Leonardos unter der Voraussetzung als richtig anzuerkennen sein, daß er unter einem »Zeitgrad« ein so kleines Zeitteilchen verstanden habe, daß die Anfangs- und die Endgeschwindigkeit in demselben nicht merklich verschieden sind; denn in jedem solchen sogenannten »unendlich kleinen Zeitteilchen« wird auch heute in der Lehre von der gleichmäßig beschleunigten Bewegung die Geschwindigkeit als gleichmäßig angesehen und daher der in einem unendlich kleinen Zeitteilchen zurückgelegte Weg durch das Produkt dieser Geschwindigkeit mit der Länge des Zeitteilchens ausgedrückt. Soll aber das Zeitteilchen eine meßbare Größe haben, wie es von Leonardo ohne Zweifel angenommen wurde, so hat man zwischen Anfangs- und Endgeschwindigkeit darin zu unterscheiden und den Weg, der während desselben zurückgelegt wird, dadurch auszudrücken, daß man das arithmetische Mittel aus Anfangs- und Endgeschwindigkeit mit der Länge des Zeitteilchens multipliziert. Da Leonardo sagt, die in den Zeitteilchen zurückgelegten Wege verhalten sich wie die Geschwindigkeiten in denselben, muß er also darunter die mittleren Geschwindigkeiten verstanden und angenommen haben, diese verhielten sich wie 1 : 2 : 3 usw.

Zunächst erhebt sich vielleicht die Frage, ob er durch Beobachtung fallender Körper zu dieser Ansicht gekommen sein könnte.

Mit Berücksichtigung des Luftwiderstandes berechnet sich auf die oben angedeutete Weise für einen Kalksteinwürfel von 3, einen Tannenholzwürfel von 13 oder einen Korkwürfel von 30 mm Kantenlänge der Weg in der ersten Sekunde auf 4,394, der in der zweiten Sekunde auf 8,747 m, also etwa auf das Doppelte; aber für die dritte Sekunde ergibt sich alsdann ein Weg von 9,26 m, also wenig mehr als für die zweite Sekunde. Für einen Kalksteinwürfel von 8, einen Tannenholzwürfel von 34 oder einen Korkwürfel von 80 mm Kantenlänge berechnet sich der Weg in der ersten Sekunde auf 4,73, in der zweiten auf 11,6, in der dritten auf 14,26 m. Hier ist der Weg in der dritten Sekunde etwa dreimal, der in der zweiten aber 2,46mal so groß als der in der ersten Sekunde. Leonardo konnte daher gewiß nicht zu seiner Ansicht durch Beobachtung des Falles solcher Körper gelangt sein, die durch den Luftwiderstand stark aufgehalten werden. Seine Annahme, daß die mittleren Geschwindigkeiten in den aufeinander folgenden Zeitteilchen sich wie 1 : 2 : 3 usw. verhalten, entspricht aber einer gleichmäßig beschleunigten Bewegung, die mit einer Anfangsgeschwindigkeit beginnt, welche der Hälfte der Beschleunigung in einem Zeitteilchen gleich ist. Der Unterschied zwischen einer solchen und einer gleichmäßig beschleunigten Bewegung mit der Anfangsgeschwindigkeit null wird um so kleiner, je kleiner man die Zeitteilchen annimmt, und da man durch die Schnelligkeit beim freien Falle schwerer Körper zur Beobachtung der in möglichst kleinen Zeitteilchen zurückgelegten Wege hingedrängt wird und eine auch nur annähernd genaue Messung dieser Wegstrecken schwierig ist, könnte vielleicht eher angenommen werden, Leonardo sei durch ungenaue Beobachtung des Falles schwerer Körper, die durch den Luftwiderstand wenig beeinflußt werden, zu seiner Ansicht gelangt. Wahrscheinlicher ist es aber, daß er bei der Aufstellung seiner Theorie nicht von Beobachtungsergebnissen, sondern von der Ueberzeugung ausging, daß eine konstante Kraft, wie die Schwere des fallenden Körpers, in gleichen Zeitteilen gleiche Geschwindigkeitsänderungen hervorbringe, wobei er jedoch nicht erkannte, daß bei einer gleichmäßig beschleunigten Bewegung in meßbaren Zeitteilchen die mittleren Geschwindigkeiten in einem andern Verhältnisse zueinander stehen als die Endgeschwindigkeiten. Erst dem Scharfsinne Galilaeis blieb es vorbehalten, die Länge einer meßbaren Fallzeit durch eine gerade Linie, die in unendlich kleinen Zeitteilchen erzeugten Geschwindigkeiten durch eine unbegrenzte Zahl darauf errichteter Senkrechten darzustellen und den Flächeninhalt des so entstandenen Dreiecks als eine Darstellung der Summe oder des Integrals der in den einzelnen Zeitteilchen zurückgelegten Wege zu erkennen. Daraus ergab sich, daß der in einer bestimmten, meßbaren Zeit zurückgelegte Weg gleich dem halben Produkt aus Zeit und Endgeschwindigkeit, oder gleich dem halben Produkt aus der Beschleunigung in der Zeiteinheit und dem Quadrate der Zeit sei, sowie daß die in meßbaren gleichen Zeitteilchen zurückgelegten Wege und die mittleren Geschwindigkeiten in denselben sich nicht wie 1 : 2 : 3 usw., sondern wie 1 : 3 : 5 usw. verhalten.

Leonardo sagt zwar in den oben unter 3) angeführten Sätzen, daß das Verhältnis der Zeit zur Bewegung (d. h. dem in einem Zeitteilchen zurückgelegten Wege) und zur Geschwindigkeit durch die »pyramidale Figur«, d. h. durch ein Dreieck, nachzuweisen sei, spricht aber nirgends von dem Flächeninhalte dieses Dreieckes, sondern will durch dieses nur zeigen, wie nach seiner Ansicht die Geschwindigkeiten und die Größen der Bewegung, d. h. die in einem Zeitteilchen zurückgelegten Wege, in demselben Verhältnisse zueinander stehen wie die Fallzeiten.

Wenn E. Düring in der eingangs angeführten Stelle aus dem Umstande, daß Leonardo sich die Geschwindigkeiten beim Fallen in arithmetischer Proportion wachsend dachte, den Schluß zog, daß er den von Galilaei festgestellten Wahr-

heiten sehr nahe gekommen sei, so war dieser Schluß voreilig. Allerdings nehmen beide an, daß Geschwindigkeiten in aufeinander folgenden, meßbaren Zeitteilchen sich wie 1 : 2 : 3 usw. verhalten; aber Leonardo nimmt dies von den mittleren, Galilaei dagegen von den Endgeschwindigkeiten in den Zeitteilchen an, und dieser beweist, daß unter seiner Voraussetzung die in verschiedenen Zeiten durchfallenen Höhen in einem ganz andern Verhältnisse zueinander stehen, als Leonardo annahm, und darum war Galilaei wohl berechtigt, seine Lehre vom freien Falle schwerer Körper eine »neue Wissenschaft« zu nennen.

Prof. Th. Beck-Darmstadt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 21. Mai 1907.

Das 50jährige Stiftungsfest des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines

am 28. Oktober 1906 zu Saarbrücken.

Festvortrag des Hrn. Ackermann:

Die Entwicklung der Technik in den letzten 50 Jahren, die Bedeutung dieser Entwicklung für den heutigen Kulturzustand unsres Vaterlandes und die Mitarbeit des Vereines deutscher Ingenieure bei diesem Entwicklungsvorgang.

(Schluß von S. 1356)

Die zweite Hauptgrundlage jeder Großindustrie bildet die Arbeitsmaschine und im Zusammenhang damit die Arbeitsteilung. Die Schnelligkeit des Ueberganges vom Klein- zum Großbetrieb hängt wesentlich ab von dem Grade der Vervollkommnung und der Leistungsfähigkeit, womit die einzuführenden Arbeitsmaschinen zur Verfügung stehen. Daher hatte die Technik in Deutschland bei der raschen Entwicklung der Großindustrie eine äußerst schwierige Aufgabe zu lösen, wenn sie genügend leistungsfähige Maschinenfabriken für den Bau von Arbeitsmaschinen und Motoren ins Leben rufen und diese Fabriken mit so vollwertigen Werkzeugmaschinen ausstatten sollte, daß ihre Erzeugnisse als musterhaft gelten konnten. Bei dem ständig steigenden Wert der menschlichen Arbeitskraft war die Industrie gezwungen, immer höhere Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Arbeitsmaschinen zu stellen; alle Arbeitsleistungen, die die physische Kraft des Arbeiters beanspruchen, müssen auf die Maschine übertragen werden, zugleich mit der Forderung, daß diese die Leistung der Handarbeit um ein Vielfaches übertrifft. Diese Forderung kann nur bei höchster Entwicklung des Werkzeugmaschinenbaues erfüllt werden; sie bildet also einen mächtigen Ansporn für die Ausgestaltung dieses Industriezweiges.

Mit der Wertsteigerung der menschlichen Arbeitsleistung ging Hand in Hand eine Verkürzung der Arbeitzeit sowie ein Sinken des Verkaufpreises der Erzeugnisse, soweit sie teilweise auf dem Weltmarkt abgesetzt werden mußten. Die dadurch entstehende Erhöhung der Erzeugungskosten mußte wieder durch eine Beschleunigung des Arbeitsvorganges ausgeglichen werden. Diese Geschwindigkeitssteigerung wurde ermöglicht durch Verbesserung der in der Maschine wirksamen Werkzeuge, durch ihre selbsttätige Einstellung und selbsttätige Zuführung des Werkstückes. So entstanden namentlich für die Herstellung von Erzeugnissen des Massenverbrauches die sogenannten Automaten.

Mit berechtigtem Stolze darf uns erfüllen, was die deutsche Maschinenindustrie unter dem Drucke der Verhältnisse in wenigen Jahrzehnten geleistet hat. Noch vor 40 Jahren vom Ausland abhängig, steht heute der deutsche Maschinenbau in bezug auf Leistungsfähigkeit, vorzügliche Arbeit, gutes Material, trefflich berechnete Konstruktion unerreicht da. Seine Stärke beruht auf dem Eisen- und Kohlenreichtum unsres Vaterlandes sowie auf unserm Ingenieurstande, der dank den blühenden technischen Bildungsanstalten einer der besten der Welt ist. Und wenn man dabei berücksichtigt, welchen schwierigen Stand der deutsche Maschinenbau zu Anfang seiner Entwicklung hatte, indem das Fehlen genügenden Absatzes für einzelne Sondererzeugnisse ihn zwang, sich auf allen Gebieten zu versuchen, nur um keinen Mangel an Arbeit zu haben, so kommt die ruhmvolle Entwicklung unsrer Maschinenindustrie erst recht zur Geltung. Der deutsche Maschinenbau beschäftigte 1905 etwa 580000 Mann, und der Wert seiner jährlichen Erzeugnisse belief sich auf über 600 Mill. ℳ. Werkzeugmaschinenfabriken besitzt Deutschland 210, die über 26000 Arbeiter beschäftigen. Die Gesamtausfuhr an Maschinen hatte 1900 einen Wert von etwa 181 Mill. ℳ.

Neben den Betriebskosten der Antrieb- und Arbeitsmaschinen bilden die Transportkosten eine nicht minder wichtige Rolle im Großbetrieb; daher war die Entwicklung des Verkehrswesens von größtem Einfluß auf den wirtschaftlichen Aufschwung unsres Vaterlandes. Bei der Lage Deutschlands im Mittelpunkt des europäischen Festlandes, bei der großen Entfernung zwischen den hauptsächlichsten Fundbezirken für Kohle und den größeren Gewinnungsstätten für mineralische Rohstoffe, bei dem gänzlichen Fehlen wichtiger Rohstoffe für viele Zweige der Großindustrie unter den deutschen Bodenerzeugnissen und Bodenschätzen konnte sich in den deutschen Landen eine Großindustrie erst entwickeln, als das Eisenbahnwesen soweit vorgeschritten war, daß es den technischen und wirtschaftlichen Ansprüchen des Rohstoffbezuges genügen und den Absatz der Fertigerzeugnisse unter den durch den Wettbewerb auf dem Weltmarkt vorgeschriebenen Bedingungen bewirken konnte. So sehen wir in Deutschland den Uebergang zum Großbetrieb zusammenfallen mit dem Zeitpunkte, wo die Fortschritte der Technik die Ausbreitung des Eisenbahnnetzes nicht mehr von technischen Rücksichten abhängig sein ließen, wo wirtschaftliche Bedürfnisse dafür allein noch ausschlaggebend waren. Dieser Zeitpunkt war um die Mitte des vorigen Jahrhunderts eingetreten. Wenn dann in der Folge die Entwicklung des Eisenbahnwesens stets gleichen Schritt gehalten hat mit der Verkehrszunahme, so danken wir diesen für Deutschlands Industrie wichtigen Umstand der frühzeitigen Erkenntnis auf seiten der deutschen Regierungen, daß die Anlage des Eisenbahnnetzes nach einheitlichen, alle Interessen gleich berücksichtigenden volkswirtschaftlichen Grundsätzen und nationalpolitischen Gesichtspunkten zu erfolgen habe, und daß die Wahrung dieser allgemeinen und nationalen Interessen am besten erfolgen könne, wenn der Staat die Eisenbahnen selbst baut und besitzt. Mit dem Uebergang der deutschen Eisenbahnen an den Staat ließen sich die Segnungen des Anschlusses an den Weltverkehr auch denjenigen Gegenden zuführen, die infolge ihrer Bodenbeschaffenheit und klimatischen Verhältnisse arm an landwirtschaftlichen Erzeugnissen und an Rohstoffen für die Großindustrie waren. Heute ist ganz Deutschland mit einem weitverzweigten Netz von Eisenbahnen ausgerüstet, dessen Ausläufer als Nebenbahnen bis in die weniger dicht bevölkerten Gebiete vordringen, dessen Hauptlinien in den Bezirken mit reger industrieller Tätigkeit bis in die einzelnen Arbeitstätten verzweigt und anderseits bis zu den einzelnen Gewinnungsstätten für Rohstoffe und bis zu den Hafenplätzen für den Binnen- und Ueberseeverkehr durchgeführt sind. In dieser weitgehenden Verzweigung bewirken unsre Eisenbahnen nicht nur die Zufuhr der Rohstoffe und die Abfuhr der Erzeugnisse in wirtschaftlich richtiger Weise, sondern sie führen auch den großen Arbeitstätten aus weitem Umkreise die nötigen Arbeitskräfte zu. Die Eisenbahn kennt heute, wo es gilt, Verkehrsbeziehungen zwischen Bezirken und Staaten herzustellen, kein technisches Hindernis mehr. In das Herz der zerrissensten Hochgebirgzüge dringt sie auf Kunstbauten aller Art, durch Tunnel von gewaltiger Ausdehnung vor, auf kühnen Brücken überschreitet sie tiefe Täler und breite Flüsse; in den Großstädten, wo sich der Hauptverkehr so in einzelne größere Straßenzüge drängt, daß sich die engen Verkehrwege verstopfen, verläßt die Eisenbahn die Straße und fährt entweder auf stolzen Hochbahnen darüber hinweg oder bahnt sich in langen Tunneln unter den Straßen und Gebäuden ihren Weg. Die gewaltigen Sammelbahnhöfe für den Güterverkehr in den wirtschaftlich hoch entwickelten Bezirken, die umfangreichen, dem Personenverkehr dienenden Bahnhofanlagen der Großstädte sind allmählich zu Ingenieurwerken ersten Ranges angewachsen. Der kürzlich eröffnete Simplontunnel ist ein glänzendes Zeugnis für den Wagemut der Technik, für die Energie und Ausdauer ihrer Jünger.

Die Betriebslänge der deutschen Eisenbahnen ist in den letzten 50 Jahren von 9000 auf über 55500 km angewachsen; davon sind fast zwei Drittel als Hauptbahnen ausgeführt. Dem gewaltigen Aufschwung der deutschen Industrie entsprechend und den immer mehr sich steigernden Ansprüchen an ihre Leistungsfähigkeit folgend, haben sich auch die Betriebsmittel unsrer Eisenbahnen großartig entwickelt. Aus der kleinen Lokomotive Stephensons, die bei einem Dienstgewicht von 7,5 t (einschließlich Tender) einen Zug von 12,5 t auf

wagerechter Strecke mit einer Geschwindigkeit von 21 km/st zu befördern imstande war, sind die gewaltigen Lokomotivkolosse unsrer Schnellzüge geworden, deren Dienstgewicht einschließlich Tender 120 t beträgt, und die Züge von 470 t auf wagerechter Strecke mit einer Geschwindigkeit von 100 km/st zu befördern vermögen. Gewaltige Spezial-Güterwagen für den Transport besonders schwerer und langer Industrieerzeugnisse sind in Menge vorhanden. Eigene Wagengattungen mit einfachen Entladevorrichtungen dienen der Massenbeförderung der Rohstoffe und Massengüter. Die Betriebsmittel der deutschen Eisenbahnen haben in letzter Zeit jährlich um 600 Lokomotiven, 1200 Personen- und 6000 Güterwagen vermehrt werden müssen, um den ungestüm steigenden Anforderungen des Verkehrs nur notdürftig genügen zu können. Ihr Bestand war Ende 1904: 21500 Lokomotiven mit einer Leistung von ungefähr 9 Mill. PS, 45500 Personen- und 437300 Güterwagen. Befördert wurden auf den deutschen Eisenbahnen im Jahr 1904 über eine Milliarde Personen und über 400 Mill. t Güter. Die Zahl der im Eisenbahnbetrieb beschäftigten Personen betrug 580000. Die Verkehrsleistung im Güterverkehr betrug 1898 30,7 Milliarden tkm. Welch gewaltiger Fortschritt in der kurzen Spanne eines halben Jahrhunderts!

Die Straßenbahnen in den Städten hatten 1904 eine Betriebslänge von 3500 km; außerdem waren noch nebenbahnähnliche Kleinbahnen mit über 8000 km Länge in Betrieb.

Vor dem Zeitpunkt, wo die Eisenbahnen anfingen, für den Rohstoffbezug und die Absatzverhältnisse der Fabriken Bedeutung zu gewinnen, vollzog sich in Deutschland der Güteraustausch hauptsächlich auf den natürlichen Wasserstraßen. Die Bedeutung des Rheines als Verkehrstraße zur Zeit der Gründung unsres Vereines geht aus der folgenden Verkehrstatistik hervor. Obgleich schon seit 1824 das erste Dampfschiff den Rhein befuhr, vollzog sich noch Mitte der 50er Jahre der Transport hauptsächlich durch Treidelei. Den damals vorhandenen 2800 Frachtkähnen standen nur 96 Dampfer zur Seite, deren mittlere Leistung 30 bis 50 PS betrug, und die einen Kohlenverbrauch von etwa 3 kg für 1 PS-st hatten. Damals zogen 12 bis 14 Pferde 14 Tage an einer Ladung von 300 t von Köln bis Rotterdam, und die Frachtkosten betrugen hierfür 3000 Taler. Wie gewaltig haben sich inzwischen die Verhältnisse auf den natürlichen Wasserstraßen geändert! Allein die Rheinflotte bestand 1904 aus 1160 Dampfern und 8900 Frachtkähnen, deren Laderaum im Durchschnitt das Fünfzehnfache von dem im Jahr 1856 beträgt. Heute werden 4000 t durch einen Schleppdampfer in 60 Stunden und durch Dampfer sogar in 19 Stunden von Köln nach Rotterdam befördert, und dabei sind die Frachtkosten auf 1/10, bei Massengütern sogar auf 1/20 des Satzes vor 50 Jahren gesunken. Der Gesamtverkehr auf dem Rhein, der 1872 schon 4,7 Mill. t betrug, hat sich seitdem auf das Zehnfache gesteigert. Der Güterumsatz ist vom Jahr 1882 bis 1904 in Ruhrort-Duisburg von 2963000 t auf 11064000 t und in Mannheim von 959000 auf 3978000 t gestiegen. Als sich dann in der Industrie mehr und mehr der Uebergang zum Großbetrieb vollzog und es notwendig wurde, die Rohstoffe aus größerer Entfernung oder aus dem Auslande zu beziehen, wie auch die eigenen Erzeugnisse auf große Entfernung im Inlande wie auf dem Weltmarkt abzusetzen, da gewannen die Transportkosten eine immer größere Bedeutung und zwangen die Großindustrie, den Bau künstlicher Wasserwege anzustreben, um die Transportkosten zu erniedrigen. Aber erst im letzten Jahrzehnt des verflossenen Jahrhunderts, als die Eisenbahnen fast an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt waren, kam die Entwicklung eines Netzes künstlicher Wasserstraßen rascher vorwärts.

Noch mehr als unser Eisenbahn- und Binnenschiffahrtsverkehr entwickelte sich aber zu gleicher Zeit auch unser überseeischer Handel. Der steigende Bedarf von im Inland nicht oder in nicht genügender Menge zu deckenden Rohstoffen und die mit dem Wachstum der Industrie zunehmende Ausfuhr waren mächtige Triebkräfte für die Ausgestaltung unsrer Handelsflotte. Hier galt es vor allem, den deutschen Handel und die Seeschiffahrt von der Vermittlung Englands zu befreien. Wie gründlich dies gelungen ist, wie gewaltig die Fortschritte unsrer Handelsflotte waren, und wie ansehnlich sie sich vermehrt hat, das beweisen einige Zahlen besser als Worte. Die Zahl der Segelschiffe unsrer Kauffahrteiflotte hat sich seit 1871 nicht mehr vermehrt; ihr Raumgehalt aber, der 1850 erst 200000 Reg.-tons betrug, ist von 1871 bis 1905 von 982385 auf 2352595 Reg.-Tons gestiegen. Die Zahl der Seedampfschiffe ist seit 1871 von 147 auf 1657, ihr Raumgehalt von 82000 auf 2888640 Reg.-Tons gestiegen. Die Besatzung betrug 1871 etwa 39500 Mann und 1905 60616 Mann. Die Verkehrsleistung der deutschen Handelsmarine, gemessen in Seemeilentonnen, verhielt sich zu derjenigen der englischen Handelsmarine noch 1875 wie 100:736; dieses Verhältnis hat sich aber bis zum Jahr 1898 zugunsten Deutschlands auf 100:307 verschoben, und heute ist die Verkehrsleistung gegen das Jahr 1871 um 400 vH gestiegen. Der Anteil Deutschlands an der Welthandelsflotte beträgt heute fast 10 vH. Die Einfuhr über See betrug 1905 58,35 Mill. t, die Ausfuhr 44,37 Mill. t.

Mit der Steigerung der Seeinteressen Deutschlands, mit dem Wachstum seiner Kriegsmarine und Reederei, mit der fortschreitenden Vervollkommnung des deutschen Maschinenbaues nahm auch unsre Schiffbauindustrie einen ungeahnten Aufschwung. Und gerade die schnelle Entwicklung dieses Industriezweiges war eine der größten Ueberraschungen für unsre Vettern jenseits des Kanales. Der deutsche Schiffbau hat sich durch seine vorzüglichen Leistungen in wenigen Jahrzehnten die Achtung der ganzen Welt erworben. Die schnellsten und besteingerichteten Seedampfer der Welt sind deutschen Ursprunges; auch im Bau von Frachtdampfern steht unser Vaterland obenan. Noch im Jahr 1890/91 konnten die deutschen Werften nur 79 Schiffe mit insgesamt 102000 Reg.-Tons liefern, während 82 Schiffe mit 113000 Reg.-Tons im Ausland bestellt werden mußten. Schon im Jahr 1898 belief sich die Zahl der in Deutschland gebauten Handelschiffe auf 104 mit 153000 Reg.-Tons; vom Ausland wurden in diesem Jahre nur noch 12 Schiffe mit 30400 Reg.-Tons geliefert. Im Jahr 1903 wurden auf deutschen Werften fertiggestellt: 5 Kriegschiffe, 432 Kauffahrteischiffe und 38 Flußschiffe mit insgesamt 293173 Reg.-Tons. In den 70er Jahren bestand die deutsche Handelsmarine noch vorwiegend aus hölzernen Schiffen, die Panzerschiffe der Marine mußten in England gebaut werden; der Bau eiserner Schiffe begann sich in Deutschland erst 1875 bis 1877 einzubürgern. Heute hat die deutsche Schiffbaukunst den vielfach überlegenen Rivalen eingeholt; die deutsche Industrie steht in der Herstellung der Nickelstahlplatten als erste in der Welt da. Die deutsche Schiffbauindustrie beschäftigte 1905 rd. 30000 Arbeiter; die Zahl der Docks, die 1880 erst 7 betrug, ist bereits auf 27 gestiegen.

Ein kennzeichnender Zug in der Entwicklung unsrer Industrie während der letzten Jahrzehnte ist das Streben nach Zusammenschluß gleichartiger oder sich ergänzender Betriebe zu gewaltigen Unternehmungen. Mit dieser Vereinigung der Erzeugung in verhältnismäßig wenigen Betriebsanlagen war die Möglichkeit gegeben, alle Abfallerzeugnisse vorteilhaft zu verwerten und Nebenerzeugnisse zu gewinnen; dadurch wurden die durch den Absatz ins Ausland entstehenden höheren Transportkosten teilweise ausgeglichen.

Die wichtigsten der heute gewonnenen Nebenerzeugnisse sind:

die Thomasschlacke bei der Flußstahlerzeugung,
Teer, Ammoniak und Benzol bei der Kokerei,
die überschüssigen Gichtgase der Hochöfen und die überschüssigen Gase der Koksöfen.

Der jährliche Gewinn aus der Verwertung der Thomasschlacke als Düngemittel wird bei der heutigen Erzeugung von rd. 8 Mill. t Thomaseisen 40 Mill. ℳ betragen. Obwohl im Jahr 1904 erst 57 vH der Gesamtkokserzeugung in Destillationsöfen hergestellt wurden, betrug doch die Einnahme der deutschen Kokereien in diesem Jahre: rd. 7 Mill. ℳ aus Teer, 3,5 Mill. ℳ aus Benzol und 23 Mill. ℳ aus Ammoniak, zusammen rd. 35 Mill. ℳ Reingewinn. Wenn erst sämtliche Koksöfen in Destillationsöfen umgebaut sein werden, dürfte der jährliche Gewinn aus den Nebenerzeugnissen der Kokerei auf mindestens 40 Mill. ℳ steigen. Das gewonnene Ammoniak findet als Ersatz für Chilisalpeter in der Landwirtschaft guten Absatz als Stickstoffdünger. Da noch heute die jährliche Einfuhr von Chilisalpeter einen Wert von 70 Mill. ℳ hat und die chilenischen Fundstätten des Salpeters in wenigen Jahrzehnten erschöpft sein werden, so ist der Ammoniakgewinnung bei der Kokerei auch dann noch ein guter Gewinn gesichert, wenn die Kokserzeugung künftig noch wesentlich an Umfang zunehmen sollte. Teer und Benzol sind die Rohstoffe für eine ganze Reihe von Erzeugnissen der chemischen Großindustrie, so namentlich der Anilinfarben; außerdem findet Teer bei der Herstellung von basischen feuerfesten Steinen, Dachpappe und Ruß Verwendung.

Die Nutzbarmachung der überschüssigen Gichtgase der Hochöfen und der überschüssigen Destillationsgase der Koksöfen ist in den letzten 5 Jahren durch ihre unmittelbare Verbrennung in Gasmaschinen mit bestem wirtschaftlichem Erfolg aufgenommen worden. Bei der heutigen Roheisenerzeugung Deutschlands von 12 Mill. t dürfte sicher eine Energiemenge von 600000 KW aus dem überschüssigen Gichtgas der deutschen Hochöfen zu gewinnen sein, nachdem im Hochofenbetrieb selbst die Gasmaschine die Dampfmaschine vollständig ver-

drängt haben wird. Dieser Gewinn an elektrischer Energie wird bei den heutigen Kohlenpreisen mit 36 Mill. ℳ im Jahre nicht zu hoch gegriffen sein. Bei der heutigen Ausdehnung der Kokerei dürfte aus der Abhitze und dem Gasüberschuß der Koksöfen eine Energiemenge von 300 000 KW gewonnen werden können; der Wert dieser Energiemenge ist 18 Mill. ℳ.

Zwei der neuesten Erfindungen, die berufen sein werden, dereinst eine große Rolle zu spielen, dürfen nicht unerwähnt bleiben: die Verwertung des atmosphärischen Stickstoffes zur Darstellung von Kalkstickstoff und von Salpetersäure. Diese beiden Verfahren sind durch A. Frank und Birkeland soweit durchgebildet, daß sie im Großbetrieb angewandt werden können. Wo durch Ausnutzung besonders günstiger Wasserkräfte die elektrische Energie billig erzeugt werden kann, dürften die Erzeugnisse beider Verfahren mit dem Salpeter und dem schwefelsauern Ammoniak schon heute in Wettbewerb treten können.

Leider gestattet es die Zeit nicht, auf die Entwicklung der hauptsächlichsten Industriezweige näher einzugehen. Nur die Entwicklung des Eisenhüttenwesens, das in unserm Bezirk in den letzten 50 Jahren eine große Bedeutung erlangt hat, möge kurz berührt werden.

Von allen Industriezweigen hat das Eisenhüttenwesen die größte Bedeutung für das gesamte Wirtschaftswesen eines Volkes. Kein Industrieerzeugnis erfährt eine mannigfaltigere Weiterverarbeitung als das Eisen, kein andres Metall ist ein wichtigerer Rohstoff für viele Industriezweige. Man kann daher mit Recht die Entwicklung des Eisenhüttenwesens eines Landes als einen Maßstab für dessen gesamte wirtschaftliche Entwicklung betrachten. Trotz des Kohlenreichtums Deutschlands würde unser Eisenhüttenwesen sich niemals zu seiner heutigen Bedeutung haben aufschwingen können, wenn nicht drei Ereignisse in der zweiten Hälfte des verflossenen Jahrhunderts eingetreten wären: die Wiedervereinigung Lothringens mit dem Deutschen Reiche, die Erfindung der Entphosphorung des Roheisens durch Thomas und Gilchrist und die Erfindung der Flußeisendarstellung im Flammofen, des Martinverfahrens. Von dem weittragenden Einfluß dieser Ereignisse auf unser Eisenhüttenwesen erhält man die richtige Vorstellung, wenn man sich vergegenwärtigt, daß von der gesamten Eisenerzförderung Deutschlands nur 17,6 vH auf Preußen entfallen und 79 vH auf Lothringen-Luxemburg, und daß das Thomasverfahren erst ermöglicht hat, das aus Lothringer Minette erblasene stark phosphorhaltige Roheisen zur Flußeisen- und Flußstahldarstellung zu verwerten. Erst mit dem Besitze bedeutender inländischer Erzvorräte und mit der Möglichkeit, das aus diesen Erzen erblasene Roheisen durch das billige und leistungsfähige Windfrischverfahren der Engländer Bessemer und Thomas in schmiedbares Eisen und Stahl überzuführen, war der Boden geschaffen, auf dem unser Eisenhüttenwesen sich zu einem mächtigen Zweige des deutschen Gewerbfleißes auswachsen konnte. Während vor Einführung des Thomasverfahrens die jährliche Stahlerzeugung Deutschlands nur 600 000 t betragen hatte, stieg sie in zwei Jahrzehnten mit dem Jahr 1900 auf 6,8 Mill. t, und im laufenden Jahre wird die Erzeugung von Thomasroheisen nicht weniger als 64½ vH der gesamten deutschen Roheisendarstellung ausmachen. In Südwestdeutschland (Saarbezirk und Lothringen-Luxemburg), wo nur die phosphorhaltige Minette für die Roheisenerzeugung in Frage kommen konnte, war man sich über die Bedeutung des Thomasverfahrens sofort klar und ging schon zu Anfang der 80er Jahre des vorigen Jahrhunderts zur Flußeisendarstellung über. Der Roheisenverbrauch des Saarbezirkes, der 1864 erst 56 000 t und 1886 noch 300 000 t betragen hatte, wird in diesem Jahre mindestens auf 1,5 Mill. t steigen. Die Arbeiterzahl der 5 Saarhüttenwerke war im Jahr 1905 auf 22 800 Mann angewachsen. Die gesamte Roheisenerzeugung Deutschlands betrug 1850 erst 200 000 t; sie wird in diesem Jahr eine Höhe von etwa 12,25 Mill. t erreichen; und hiervon werden 39 vH in Südwestdeutschland und 41 vH am Niederrhein und in Westfalen erblasen werden. Der Wert der deutschen Roheisenerzeugung dürfte 1906 die Summe von 700 Mill. ℳ überschreiten. In der Roheisenerzeugung der Welt ist Deutschland in den letzten Jahren an die zweite Stelle gerückt; es wird nur noch von den Vereinigten Staaten von Nordamerika wesentlich übertroffen. Im Eisenhüttenwesen Deutschlands waren 1904 über 200 000 Arbeiter beschäftigt. Die Ausfuhr Deutschlands an Roheisen, Walzeisen, Schienen und groben Eisenwaren betrug schon im Jahre 1900 1 037 000 t im ungefähren Wert von 115 Mill. ℳ. Die 5 Saarhütten führten im Jahr 1905 allein 210 000 t aus, und davon fast 120 000 t über See.

Wegen der großen Länge der Transportwege, welche die Rohstoffe und Fertigerzeugnisse der deutschen Eisenindustrie in der Regel zu durchlaufen haben, und wegen der damit zusammenhängenden hohen Transportkosten wird in Zukunft der Fortschritt unsres Eisenhüttenwesens zum großen Teil von der Tarifpolitik der deutschen Staatseisenbahnen, von dem Ausbau unsres Kanalnetzes und einer weitgehenden Kanalisierung der natürlichen Wasserstraßen abhangen. Welchen Einfluß unsre Reichsregierung unter Bismarcks Leitung durch eine weise Zoll- und Handelspolitik auf die Entwicklung unsrer gesamten Industrie, insbesondere aber der Eisenindustrie ausgeübt hat, brauche ich nicht näher zu erläutern.

Von allen Industriezweigen steht geschichtlich wie dem Umfang des Außenhandels nach die Textilindustrie oben an. Sie beschäftigte 1895 993 000 Personen. Der Wert ihrer Jahreserzeugung erreichte 1897 fast 2 Milliarden ℳ. Die Einfuhr der Textilindustrie an Rohstoffen und Garnen hatte 1900 einen Wert von 1067 Mill. ℳ. Der Wert der Ausfuhr von Rohstoffen und Garnen betrug in diesem Jahre 232 Mill. ℳ, der der Ausfuhr von Gespinsten und Geweben dagegen 509 Mill. ℳ.

Ein sehr wichtiger und angesehener Industriezweig Deutschlands ist die chemische Großindustrie; sie hat ihren Ursprung in den 40er Jahren des verflossenen Jahrhunderts in der Soda- und Farbendarstellung. 1898 beschäftigte die chemische Industrie in 6589 Betrieben 136 700 Personen; der Wert ihrer Jahreserzeugung wurde 1900 auf etwa 1 Milliarde ℳ veranschlagt.

Auf die übrigen bedeutenden Industriezweige, wie die Industrie der Steine und Erden, der Metallverarbeitung, die Papier- und Lederindustrie, die Industrie der Holz- und Schnitzstoffe auch nur flüchtig einzugehen, muß ich mir versagen. Sie alle sind in der Entwicklung keineswegs hinter den drei näher betrachteten Industriezweigen zurückgeblieben, was schon daraus hervorgeht, daß im Jahr 1895 die Zahl der in diesen Industriezweigen beschäftigten Personen 2,1 Millionen überschritten hatte.

Die Gesamtzahl der erwerbstätigen Personen des Deutschen Reiches betrug bei der letzten Zählung 1895 10,2 Millionen; sie hatte seit 1875 um 58 vH, seit 1882 um 29,2 vH zugenommen und war auf etwa ⅕ der Gesamtbevölkerung gestiegen. Von den erwerbstätigen Personen des Jahres 1882 gehörten 43,38 vH der Land- und Forstwirtschaft und rd. 42 vH der Industrie, dem Baugewerbe und dem Handel an; im Jahr 1895 betrug dieser Prozentsatz bei der Landwirtschaft und Forstwirtschaft nur noch 36,19, bei Industrie und Handel dagegen war er auf 46,35 gestiegen. Die landwirtschaftlichen Erwerbsgruppen sind also nach 1882 auf ihrem Bestand stehen geblieben, während die Zahl der in den gewerblichen Erwerbsgruppen beschäftigten Personen gewaltig gestiegen ist. Heute wird die Zahl der erwerbstätigen Personen des Deutschen Reiches mit 12 Millionen sicher nicht zu hoch geschätzt sein.

Auf die Entwicklung der Industrie des Saarbezirkes und der Rheinpfalz während der letztverflossenen 50 Jahre näher einzugehen, muß ich mir leider für eine der nächsten Gelegenheiten vorbehalten, da die zu diesem Bericht erforderlichen Unterlagen bis heute bei weitem nicht vollständig oder sehr verspätet eingelaufen sind.

Und nun einige Worte über die Entwicklung des Vereines deutscher Ingenieure, seine Mitarbeit bei den Fortschritten der Technik und der Industrie während der letztverflossenen 50 Jahre! Aus den kleinen Anfängen von 23 Mitgliedern am Gründungstage ist inzwischen ein gewaltiger Verein hervorgegangen, der heute fast 21 000 Mitglieder zählt, von denen über 15 000 den 46 Bezirksvereinen angehören, während die übrigen 5 bis 6000 sich über die ganze Erde zerstreuen. Während die Geschäftstelle des Vereines und die Schriftleitung der Zeitschrift sich in den ersten Vereinsjahren in der Privatwohnung Grashofs befanden und dann später in gemieteten Räumen untergebracht werden konnten, machte sich schon zu Anfang der 80er Jahre des vorigen Jahrhunderts das dringende Bedürfnis nach einem eigenen Vereinshaus geltend. Der den Bau eines Vereinshauses betreffende Beschluß der Hauptversammlung des Jahres 1895 wurde sofort in die Tat umgesetzt, und schon im Jahr 1897 konnte im vornehmsten Teil Berlins das neue Vereinshaus eingeweiht werden. Es enthält die nötigen Räume für die Direktion, die Schriftleitung der Zeitschrift nnd die Geschäftstelle, jetzt insgesamt 47 Beamte, sowie eine Bibliothek, Lesezimmer und Sitzungsräume, die auch verwandten technischen Vereinen gerne zur Verfügung gestellt werden.

(Der Redner geht dann im einzelnen auf die Arbeiten des Vereines deutscher Ingenieure ein, über die in dieser Zeitschrift bereits früher berichtet ist. [1])

Ich möchte die Mitteilungen über den Verein deutscher Ingenieure nicht schließen, ohne des Mannes gedacht zu haben, dem unser Bezirksverein so unendlich viel verdankt, des Gründers unsres Vereines, Friedrich Eulers. Dieser treffliche Mann hat sich mit seltener Treue und Hingabe unserm Ver-

[1]) s. Z. 1905 S. 1170.



einsbestrebungen und Aufgaben gewidmet; nicht weniger als neun Jahr lang hat er das Amt des Vorsitzenden bekleidet und dabei dem von ihm geschaffenen Verein den Stempel seines Geistes aufgedrückt. Dem Andenken Eulers sei diese feierliche Stunde geweiht!

Wenn wir uns zum Schlusse die Frage vorlegen: Hat der beispiellose Fortschritt, der in technischer, wirtschaftlicher und sozialpolitischer Hinsicht das letztverflossene halbe Jahrhundert auszeichnet, unserm Vaterland und seiner Bevölkerung den Nutzen gebracht, den man ihm im allgemeinen nachrühmt; sind die Aussichten begründet, daß es in diesem Vorwärtsschreiten auch in Zukunft noch lange kein Halten geben wird, daß Wissenschaft und Technik Deutschland zu immer größerer Vervollkommnung seiner Organisation und seine Bevölkerung zu immer größerem Wohlstand und Wohlbehagen führen werden? so müssen wir diese Frage bejahen. Bei der starken Bevölkerungszunahme Deutschland wäre ohne gleichzeitige Erhöhung der Aufnahmefähigkeit des Landes der steigenden Bevölkerung nichts übrig geblieben, als entweder auszuwandern und damit der Nation verloren zu gehen, oder sich zu stauen, zu verkommen und zu verelenden. Die Erhöhung der Aufnahmefähigkeit des Landes konnte nur erreicht werden durch eine fortschreitende Entwicklung zum Industriestaat. Mit dem Aufblühen der Industrie und ihrer Vereinigung zu gewaltigen Unternehmungen war eine Hebung des Verkehrsgewerbes zu Wasser und zu Land, eine außerordentliche Steigerung des Seehandels durch das wachsende Ausfuhrbedürfnis für viele Erzeugnisse des Gewerbfleißes verbunden, die wachsenden Seeinteressen unsres Vaterlandes führten zum Austausch der realen und geistigen Kulturfortschritte zwischen ihm und den übrigen Staaten auf höherer Entwicklungsstufe, schufen ein geistiges Band zwischen den Völkern des Erdballes. Die dadurch bedingte ungestüme Steigerung unsres Nationalwohlstandes bot die Mittel zur Förderung von Kunst und Wissenschaft, zur Verschönerung des menschlichen Daseins, zur Pflege der Humanität, zur Hebung der Sitten und Gewohnheiten unsres Volkes. Gleichzeitig wurde durch den Uebergang unsres Vaterlandes zum Industriestaat eine gewaltige Vermehrung der Arbeitsgelegenheit und in Zusammenhang damit eine steigende Nachfrage nach Arbeitskräften geschaffen, die den Wert der Arbeitsleistung des Einzelnen wesentlich erhöhten. Selbst die Landwirtschaft, die sich so gern in Gegensatz zur Industrie stellt, fand für ihre Erzeugnisse infolge der starken Bevölkerungszunahme und der Hebung des Nationalwohlstandes durch Industrie und Handel im Inland wieder genügend Absatz, nachdem ihr gegen Mitte des vorigen Jahrhunderts durch den Wettbewerb des Auslandes auf dem Weltmarkt eine Ausfuhr ihrer Erzeugnisse unmöglich geworden war.

Als reiner Landwirtschaftsstaat wäre das heutige Deutsche Reich kaum imstande, mehr als 32 bis 40 Millionen Menschen zu ernähren. Daß sich infolge der Entwicklung seiner Industrie heute die Beschäftigung und auskömmliche Ernährung von über 60 Millionen Menschen in Deutschland anstandslos vollzieht, daß sogar gegenwärtig der Bevölkerungszuwachs nicht mehr ausreicht, um den Bedarf an Arbeitskräften zu decken, muß als mächtige Förderung des Nationalwohlstandes, des Nationalbewußtseins, des Ansehens unsrer Nation bei der Außenwelt betrachtet werden. Wir sehen, daß das jährliche Einkommen aus der Landwirtschaft auch heute noch 3 Milliarden *M* nicht übersteigt, während das Einkommen aus Handel und Industrie auf mindestens 13,5 Milliarden *M* veranschlagt werden kann und infolgedessen das Einkommen des Einzelnen eine bedeutende Steigerung erfahren hat

Wohlstand gibt es auf einer vorgeschrittenen Kulturstufe nur dort, wo Handel und Wandel, Gewerbe und Industrie sich regen und blühen. Dadurch, daß die Industrie die Möglichkeit bot, die Reichtumsquellen, welche die Technik durch die Nutzbarmachung der Naturkräfte, durch die Weiterverarbeitung und Veredelung der Bodenerzeugnisse und Bodenschätze ihr erschloß, in ausgedehntem Maß auszubeuten, hat sie sich ein Verdienst um den heutigen Kulturzustand unsres Vaterlandes erworben, wie ihn kein andrer Erwerbzweig jemals wird in Anspruch nehmen können. Wenn man allein den Geldwert der Arbeitskraft feststellt, die im 19. Jahrhundert durch die Einführung der Kraftmaschinen unserm Vaterlande zufloß, so kommt man auf die gewaltige Summe von 20 Milliarden *M*.

Das Verdienst des technischen Fortschrittes besteht in erster Linie darin, daß durch ihn das Lohneinkommen des größten Teiles der Bevölkerung erhöht und die Lebensfristung im allgemeinen wesentlich erleichtert worden ist. Mit der Hebung der Lebenshaltung der großen Masse der Mindestbemittelten ging Hand in Hand eine Belebung ihrer geistigen Fähigkeiten, eine Erhöhung ihrer geistigen Elastizität, ihrer Bildung und im Zusammenhang damit ihrer Leistungsfähigkeit. Der Zusammenschluß verwandter oder sich ergänzender Industriezweige zu gewaltigen Großbetrieben, der fortschreitende Ersatz der Menschenarbeit durch die Maschine, die steigende Verwendung der Naturkräfte und die ständige Erhöhung der Arbeisleistung der Kraftmaschinen ins Ungemessene schufen neue Arbeitsgelegenheiten durch Wartung, Instandhaltung und Bedienung der maschinellen Einrichtungen, durch die notwendige Beaufsichtigung der verwickelten Arbeitsvorgänge, der Rohstoffzufuhr und des Versandes der Erzeugnisse, durch den Zusammenbau der Maschinen und Einrichtungen, welche höhere Anforderungen an die Geisteskräfte der Arbeiter stellten, so daß nur eine höhere Stufe des Arbeiterstandes diesen Anforderungen genügen konnte. Gerade der Umstand, daß die Industrie dem Arbeiter die Möglichkeit bot, durch Schulung seiner Geisteskräfte, durch Fleiß und Zuverlässigkeit in eine höhere Gesellschaftsklasse aufzurücken, muß als eine Hauptursache des erzielten Kulturfortschrittes betrachtet werden.

Da mit der Entwicklung der Industrie, durch die vermehrte Beschäftigung Minderbemittelter in unserm Vaterland die Bedeutung der letzteren für unsre Nationalwohlfahrt stieg, so wurden sich Arbeitgeber und Staat mehr der sozialethischen Pflichten bewußt, die sie in bezug auf die Besserung des Loses jener zu erfüllen haben. Heute stehen im Deutschen Reich den wenigen tausend Großgrundbesitzern und den etwa 2 Millionen mehr oder minder nur formell selbständigen Handwerkern weit über 6 Millionen Unselbständige gegenüber, die von der Großindustrie, dem Handel und Verkehrswesen abhängig sind. Daß die Industrie Mittel und Wege bot, eine weitgehende Fürsorge bei Krankheit, Arbeitsunfähigkeit, Invalidität und Alter größtenteils auf die Schultern der Arbeitgeber und des Staates zu übernehmen, ist ein Kulturfortschritt, wie ihn früher Jahrhunderte, ja Jahrtausende nicht gezeitigt haben.

Im nächsten Monat feiert das deutsche Volk die 25ste Wiederkehr eines Gedenktages allerersten Ranges, des Tages des ruhmvollen Allerhöchsten Erlasses Kaiser Wilhelms I vom 17. November 1881. Durch diesen Erlaß stellte sich das Deutsche Reich in der Arbeiterfürsorge an die Spitze aller Kulturnationen der Welt, indem es eine weitgehende wirtschaftliche und soziale Fürsorge zugunsten der minderbemittelten Volksklassen als eine Pflicht des Staates und der Arbeitgeber bezeichnete und in Aussicht stellte, bei der gesetzlichen Regelung der Versicherung dieser Gesellschaftsklassen gegen Krankheit, Unfallfolgen, Invalidität und Alter die entstehenden bedeutenden Lasten tunlichst auf die stärkeren Schultern der Arbeitgeber und des Staates zu übertragen, um den unteren Volkskreisen die Lebenshaltung zu erleichtern und ihre Arbeits- und Lebensfreudigkeit zu erhöhen.

Welche Wirkung die dann folgenden, von großzügigem sozialpolitischem Geist und echt christlicher Gesinnung getragenen Versicherungsgesetze hatten, das beweisen wenige Zahlen besser als Worte. Der Krankenversicherung sind heute mehr als 11 Millionen Personen nebst ihren Angehörigen unterworfen; gegen Unfallfolgen sind heute mehr als 20 Millionen Personen versichert. Die jährlichen Opfer der Arbeitgeber allein für die Unfallversicherung betragen heute etwa 150 Mill. *M*. Täglich werden gegenwärtig für die Arbeiterfürsorge 1,25 Mill. *M* aufgewendet; die angesammelten Vermögensbestände der Versicherungsanstalten für Kranken-, Unfall-, Alters- und Invaliditätsversicherung betragen etwa 1,5 Milliarden *M*; davon sind 400 Mill. *M* für den Mindestbemittelten zugute kommende gemeinnützige Zwecke, wie Bau von Arbeiterwohnungen, Kranken- und Genesungshäusern, Volksheilanstalten, zur Verfügung gestellt. Bis zum Jahre 1903 waren an etwa 60 Millionen Personen und deren Angehörige rd. 4 Milliarden *M* als Entschädigung ausgezahlt worden; von diesen hatten die Arbeitgeber und der Staat 1,5 Milliarden aufgebracht.

Aber neben der Schaffung der Arbeitsgelegenheit gewährte die Industrie auch die Mittel zur Sicherung der nationalen Arbeit. In dem Maße, wie die friedlichen Kulturaufgaben in Staat und Gemeinde durch die industrielle Entwicklung Deutschlands wuchsen, stiegen auch die Lasten für die Kriegsbereitschaft. Nur die Industrie konnte dem Vaterlande die Mittel gewähren, welche die Landesverteidigung, die Wahrung unsrer Seeinteressen und die sozialpolitischen Aufgaben von Jahr zu Jahr in steigendem Maß erfordern.

So können wir im allgemeinen nur einen bedeutenden Kulturfortschritt durch die industrielle Entwicklung unsres Vaterlandes feststellen, wenn auch nicht verschwiegen werden darf, daß durch die Konzentration der Arbeit die Lebenshaltung der Mindestbemittelten in mancher Hinsicht erschwert

worden ist und daher in immer steigendem Maß Anforderungen an Staat und Gemeinde gestellt werden, die nicht immer rasch zu erfüllen sind. Es ist aber zu hoffen, daß Industrie, Staat und Gemeinde in treuer Zusammenarbeit alle Schwierigkeiten siegreich überwinden werden, die das Zusammenströmen großer Volksmassen an den Arbeitsplätzen mit sich gebracht hat.

Für die Zukunft dürfen wir die berechtigte Hoffnung hegen, daß die Arbeits- und Sparkraft des deutschen Volkes weitere Fortschritte machen wird, daß unsre Volkswirtschaft, gestützt auf die fortschreitende Technik, auf die Unternehmungslust, die Kapitalansammlung und die Arbeitstüchtigkeit der Bevölkerung auch weiterhin blühen und gedeihen wird. Und so möchte ich dem Wunsch Ausdruck verleihen, daß nach weiteren 50 Jahren von einem ebenso großen Kulturfortschritt möchte berichtet werden können, wie ihn das verflossene halbe Jahrhundert gebracht hat, und daß die mehr sozialen als technischen Schwierigkeiten, die mit dem Wandeln unsres Volkes auf den vorgezeichneten Bahnen verbunden sind, bis dahin sämtlich glücklich überwunden sein werden. In diesem Sinne schließe ich mit einem zuversichtlichen Glück auf!«

Der Vortrag wurde mit lebhaftem Beifall aufgenommen. Ein Orgelvortrag beschloß die Festsitzung, an die sich am Nachmittag ein Festessen im Zivilkasino zu Saarbrücken anschloß.

Erinnerungsfeier an den Gründungstag des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines (7. Dezember 1856)

am 16. Dezember 1906 zu Kaiserslautern.

Am Vormittag legte eine Abordnung am Grabe Friedrich Eulers auf dem Friedhof zu Kaiserslautern einen Lorbeerkranz nieder und überreichte auf dem Rückwege der greisen Frau Kommerzienrat Euler einen Blumenstrauß. Im Kaisersaale, wo die eherne Büste Eulers inmitten von Lorbeerbäumen aufgestellt war, eröffnete um 12 Uhr der Vorsitzende, Hr. Pfeiffer, die Versammlung, indem er mit kurzen Worten auf die Bedeutung des Tages hinwies. Dem Gedächtnis Eulers widmete der Direktor des Eisenwerkes Kaiserslautern, Hr. Müller, eine Gedenkrede, in der er insbesondere die führende Mitwirkung Eulers bei der Gründung des Pfalz-Saarbrücker Bezirksvereines und seine Tätigkeit innerhalb des Vereines hervorhob. Warme und anerkennende Worte widmete er auch der beruflichen Tätigkeit Eulers, vor allem der liebenswürdigen Art, mit der Euler jüngeren Fachgenossen mit Rat und Tat zur Seite gestanden hat. Er schloß mit der Aufforderung, das Andenken an den Begründer des Vereines durch Befolgung seines Wahlspruches »Seid einig« zu ehren.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten hielt Hr. Dr.-Ing. Crain einen Vortrag: Theoretische Streiflichter auf die modernen Schubkurvensteuerungen.

An die Sitzung schloß sich ein Mittagessen mit Damen, an das sich ein Tanz anreihte.

Eingegangen 6. Mai 1907.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 10. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Stein. Schriftführer: Hr. Wittrock.

Anwesend 42 Mitglieder und 8 Gäste.

Hr. Wittrock berichtet über die vom Gesamtverein nach Berlin einberufene Versammlung von Vertretern der deutschen Hochschulen zur Beratung über Fortbildungskurse für Ingenieure, an der er als Vertreter des Bezirksvereines teilgenommen hat.

Zu dem Antrage des Frankfurter Bezirksvereines betreffend Eigentumsvorbehalt an Maschinen berichtet Hr. Stoecker über die Verhältnisse in andern Ländern.

In Holland gibt es weder eine Bestimmung, daß durch Eintragung der Rechnung in ein bei Gericht geführtes Register der Eigentumsvorbehalt des Maschinenlieferanten geschützt wird, noch eine andre ähnliche Einrichtung[1]).

In Frankreich sind nach geltendem Rechte (Art. 524 und 525 des Code Civil und der einschlägigen Rechtsprechung) zwar die vom Grundstückeigentümer auf seinem Fabrikgrundstück aufgestellten Maschinen, soweit sie zu dauerndem Verbleiben mit dem Grund und Boden fest verbunden sind, Bestandteile des Grundstückes, an denen ein selbständiges Recht nicht bestehen kann (immeubles par destination); die vom Mieter des Grundstückes eingebrachten Maschinen werden dagegen nicht Bestandteile des Grundstückes, es sei denn, daß sie vertragmäßig bei Ablauf der Miete dem Eigentümer verbleiben sollen (Entscheidung des Kassationshofes vom 13. November 1878). Demgemäß fallen die dem Grundstückeigentümer gelieferten Maschinen dieser Art in sein Eigentum und im Falle seines Konkurses in die Masse, wogegen kein Eigentumsvorbehalt schützen kann.

Die dem Mieter gelieferten Maschinen gehen dagegen im Normalfall, d. h. wenn zwischen ihm und dem Grundstückeigentümer eine Klausel der oben erwähnten Art nicht vorliegt, nicht in das Eigentum des Mieters über und können deshalb beim Konkurse des Mieters aus der Masse ausgesondert werden, falls sie nicht aus andern Gründen Eigentum des Mieters geworden sind.

In dieser Beziehung ist zunächst vorauszuschicken, daß nach französischem Recht das Eigentum an gekauften Sachen nicht erst mit der Uebergabe, sondern schon mit Kaufabschluß auf den Käufer übergeht (Art. 1583 des Code Civil). Es fragt sich, inwieweit und durch welche Mittel sich der Verkäufer gegen diesen Eigentumsübergang und seine Folgen schützen kann. Hierbei wird vorausgesetzt, daß der Käufer entweder zwar Grundstückeigentümer ist, die gekauften Maschinen aber noch nicht in sein Grundstück hineingebaut hat, oder aber Mieter oder nur zur Bewirtschaftung des Grundstückes berechtigt ist.

Gegenüber Art. 1583 des Code Civil kann ein Eigentumsvorbehalt nicht zur Geltung kommen. Wenn beim Kauf das Eigentum mit Kaufabschluß übergeht, ist ein Geschäft, bei dem sich der Hingebende das Eigentum an der Sache vorbehält, eben kein Kauf. Demgemäß ist die französische Rechtsprechung darüber einig, daß, sobald das Geschäft nach der Absicht der Parteien als Kauf aufzufassen ist, das Eigentum unwiederbringlich auf den Käufer übergeht. Das einzige und zudem recht unsichere Schutzmittel des Verkäufers besteht in dem in der Praxis vielfach angewendeten Vertrage der »location-vente«, in welchem der Lieferer die Maschine zunächst gegen Zahlung eines monatlichen, viertel- oder halbjährlichen Mietzinses an den Abnehmer vermietet mit der Abmachung, daß es diesem nach Zahlung von so und so viel Mietraten gestattet sein soll, die Maschinen gegen eine letzte Zahlung käuflich zu übernehmen. Ueber diese location-vente hat die französische Rechtsprechung folgende Grundsätze aufgestellt:

Die location-vente ist ein Vertrag eigener Art. Je nach Wortlaut und Sinn des Vertrages liegt entweder eine Miete mit bedingtem Verkaufversprechen oder ein einfacher befristeter Kauf vor.

Nur wenn der Vertrag als Miete mit bedingtem Verkaufversprechen aufzufassen ist, worüber das Gericht unter Berücksichtigung aller Umstände entscheidet, verbleibt das Eigentum dem Lieferer, so daß er beim Konkurse des Empfängers die Maschine aus der Masse aussondern kann (Appellhof Algier, 18. Februar 1888, Caen, 22. November 1894, Chambéry, 18. Juli 1899).

Als Merkmale eines derartigen Mietvertrages verlangt der Kassationshof (Entscheidung vom 29. Januar 1902):

a) die dahin gerichtete wirkliche Absicht der Parteien,
b) die Klausel, daß die Maschine während der Mietzeit auf den Namen des Vermieters gegen Feuer versichert wird,
c) die Möglichkeit für den Mieter, die Miete nach Ablauf von 3 Jahren aufzulösen,
d) die Verpflichtung des Mieters, eine gewisse Summe über die Mietrate hinaus zu zahlen, wenn er nach Fälligkeit der letzten Rate die Maschine kaufen will.

Ein weiteres Merkmal für die ernstliche Absicht, einen Mietvertrag zu schließen, ist das Anbringen eines Schildes mit dem Namen des Vermieters an der Maschine. Liegen derartige Merkmale nicht vor, so wird in der Rechtsprechung der Mietvertrag für eingebildet erklärt und Kauf angenommen (Kassationshof 16. Juni 1885, 17. Juli 1895, 21. Juli 1897, Appellhof Bourges, 26. Dezember 1887, Montpellier, 20. Februar 1885, Algier, 21. März 1896, Douai, 30. Juli 1896).

Hieraus ergibt sich, daß die Rechtslage in Frankreich für den Maschinenlieferer noch erheblich ungünstiger ist als in Deutschland. Werden nach deutschem Recht infolge der Rechtsprechung des Reichsgerichtes die Interessen des Lieferers geschädigt, weil die Maschine trotz zulässigen Eigentumsvorbehaltes Bestandteil der Anlage des Empfängers geworden ist, so ist in Frankreich der Eigentumsvorbehalt an sich unwirksam, obgleich die gelieferte Maschine nicht Bestandteil der Anlage des Empfängers wird, und zur Wahrung der Interessen des

[1]) nach einer Mitteilung des kaiserlich deutschen Generalkonsulates in Amsterdam.



Lieferers muß der Umweg eines Mietvertrages beschritten werden, der zudem die Vereinigung einer Anzahl besonderer Merkmale erfordert, so daß seine Anerkennung durch die Gerichte im voraus nie gewährleistet werden kann. Eine Einrichtung der Art, daß durch Eintragung der Rechnungen oder Hinterlegung derselben bei Gerichten das Eigentum des Lieferers an der gelieferten Maschine bis zur Bezahlung gewährleistet bleibt, gibt es in Frankreich nicht[1]).

In England sagt Art. 44 des Bankruptcy Act vom Jahr 1883 folgendes:

Das Eigentum des Bankerotteurs, das unter die Gläubiger verteilbar ist und auf das hier Bezug genommen wird, soll die folgenden Einzelheiten nicht einbegreifen:

Eigentum, welches vom Bankerotteur für irgend eine andre Person in Verwahr gehalten wird[2]);

das Werkzeug des Gewerbes, die notwendigen Kleidungsstücke, Betten für sich, Frau und Kinder jedoch nur bis zum Betrage von 20 $.

Dagegen schließt das Eigentum folgende Einzelheiten ein:

alles Eigentum, soweit es zum Bankerott gehört oder beim Beginn des Bankerottes in diesem eingeschlossen ist, oder das vom Bankerotteur vor seiner Entlastung erworben oder auf ihn übertragen wird;

die Fähigkeit und die Macht, um jene Gewalt bezüglich des Eigentums auszuüben, wie sie vom Bankerotteur für seinen Vorteil beim Beginn des Bankerottes oder vor seiner Entlastung ausgeübt wurde, mit Ausnahme des Rechtes auf die Annahme einer erledigten kirchlichen Stiftung;

alle Waren, die zu Anfang des Bankerottes im Besitz oder zur Verfügung des Bankerotteurs in seinem Gewerbe oder in seinem Geschäft durch die Einwilligung und die Erlaubnis des wirklichen Besitzers unter solchen Umständen sind, daß er der angebliche Eigentümer der Waren ist.

Ferner ist vorgesehen, daß Dinge, außer Schulden oder fällig werdenden Schulden, die in der Schwebe sind und die dem Bankerotteur im Laufe des Gewerbes oder Geschäftes zukommen, nicht als Güter im Sinne der Akte zu gelten haben[3]).

In Oesterreich kann jeder Gläubiger, wenn er hierzu vom Schuldner die Bewilligung erhält, seine Forderung durch Eintragung in das grundbuchliche Eigentum des Schuldners sichern, die sogenannte »Intabulation«, von der auch ein Lieferer von Maschinen Gebrauch machen kann. Die Möglichkeit, den Eigentumsvorbehalt an Maschinen als solchen in das Grundbuch zu bringen, besteht nicht.

Gerade bei Maschinenlieferungen ist der Eigentumsvorbehalt auch in Oesterreich etwas Gewöhnliches; zur wirksamen Gestaltung dieses Vorbehaltes ist aber die Beobachtung gewisser rechtlicher Vorschriften nötig[4]).

Bei Maschinenlieferungen nach und in Belgien kann sich der Lieferer ein 2 Jahre geltendes Vorzugsrecht sichern, indem er innerhalb der ersten 15 Tage nach der Lieferung eine Abschrift seiner Rechnung bei der Gerichtschreiberei des Handelsgerichtes desjenigen Bezirkes, in welchem die Maschine aufgestellt wurde, hinterlegt. Wird dann der Käufer gepfändet oder in Konkurs erklärt, so hat der Maschinenlieferer bis zu dem ihm noch geschuldeten Betrag ausschließliches Anrecht an die durch den Verkauf der Maschine erbrachte Summe.

Der Verkäufer von Maschinen, für deren Zahlung keine Zahlungsfrist bedungen ist, darf sogar im Falle des Konkurses oder der Pfändung seines Schuldners die nicht bezahlten Maschinen wieder zurücknehmen, wenn nicht seit der Lieferung mehr als 8 Tage verstrichen und die Maschinen im Besitze des Käufers geblieben sind. Dies ist nur der Fall bei eingeschriebener Rechnung; zu diesem Einschreiben sind keine Vordrucke erforderlich; die Rechnung wird vorgelegt und der Inhalt kurz eingetragen. (Vergl. Artikel 2102 des Code Civil, Gesetz vom 18. April 1851, Artikel 546 und Gesetz vom 16. Dezember 1851, Artikel 20 5.)[5])

In Italien bestimmt Art. 773, Absatz 3 des italienischen Handelsgesetzbuches, daß die Forderungen für den nicht bezahlten Preis der Maschinen von bedeutendem Werte für Industrie und Landwirtschaft im Falle des Konkurses des Käufers das im Artikel 1958, Absatz 6 des italienischen Bürgerlichen Gesetzbuches genannte Vorzugsrecht vor den gekauften und dem Konkursverwalter abgelieferten Maschinen genießen, vorausgesetzt, daß diese Maschinen innerhalb dreier Jahre vor der Konkurserklärung verkauft und abgeliefert worden sind. Dieses Vorzugsrecht hat keine Wirkung, wenn der Verkäufer der Maschinen nicht innerhalb dreier Monate nach Ablieferung der Maschinen an den Käufer die Verkaufurkunden und den Forderungsbetrag in ein besonderes öffentliches Register bei der Kanzlei desjenigen Handelsgerichtes hat eintragen lassen, in dessen Bezirk die Maschinen aufgestellt worden sind.

Vordrucke hierfür sind nicht vorhanden. Der an die Kanzlei des Gerichtes zu stellende Antrag wird nebst der Rechnung in einen besondern Umschlag geheftet, auf dessen Vorderseite Jahr, Namen des Verkäufers und des Käufers, Gegenstand des Verkaufes, Kennzeichen und Erklärung aufgeschrieben werden[1]).

Der Ausschuß für wirtschaftliche Angelegenheiten ist der Ansicht, daß für Deutschland ein Eigentumsvorbehalt an Maschinen dadurch geschaffen werden sollte, daß sich der Lieferer von Maschinen durch Eintragung seiner Rechnung bei der Gerichtschreiberei seines Landgerichtes, Kammer für Handelssachen, innerhalb von 15 Tagen ein Vorzugrecht auf den noch geschuldeten Betrag für die Dauer von 3 Jahren nach Ablieferung der Maschine sichern kann.

Die Versammlung stimmt dem Antrage des Frankfurter Bezirksvereines zu.

Hr. Gondos führt zwei neue Reichsgerichtsentscheidungen an, die eine Aenderung in der Rechtsprechung des Reichsgerichtes vermuten lassen. In dem einen Falle geriet eine Steindruckerei in Konkurs, und das Reichsgericht erklärte die Presse nicht als wesentlichen Bestandteil des Gebäudes. Im zweiten Falle handelte es sich um eine Bilderbuchfabrik.

Nach weiteren geschäftlichen Mitteilungen spricht Hr. Ritter über alte rheinische Fabrikantenfamilien, wobei er an einzelnen Beispielen die dauernde hervorragende Anteilnahme alter Fabrikantenfamilien am Erwerbleben der Provinz nachweist. Eines der lehrreichsten Beispiele hinsichtlich der Wirksamkeit protestantischer Fabrikantenfamilien liefert die ehemalige freie Reichstadt Aachen. Aachen war schon im 15. Jahrhundert berühmt durch seine Messingfabrikation, die durch den Zuzug verfolgter Protestanten aus den spanischen Niederlanden und später auch aus Frankreich einen besondern Aufschwung erfuhr. Durch diesen Zuzug verstärkte sich die protestantische Gemeinde in Aachen derart, daß sie $^2/_3$ der Stadtbevölkerung umfaßte und Rudolf II. zwecks Wiederherstellung des früheren konfessionellen Zustandes die Reichsacht über die Stadt aussprach. Als Spinola 1614 als Vollstrecker der Acht vor Aachen rückte, flohen die meisten Protestanten, und die Kupfermeister siedelten sich größtenteils auf Jülicher Gebiet im benachbarten Stolbergtal an, wo sie schon von früher her Mühlen und Stampfwerke besaßen. In Stolberg entwickelte sich die Messing- und Kupferindustrie frei von Zunftzwang. Zwischen 1600 und 1700 bestanden etwa 30 Messingfirmen im Tal, die sich im 18. Jahrhundert auf 52 Firmen mit 140 Oefen, verteilt auf 40 sogenannte Kupferhöfe, vermehrten. Die Kupferhöfe waren ursprünglich von Mauern und Wassergräben umzogene kleine Festungen, die Herrensitz und Fabrikationsräume in sich vereinigten. Später, bei vermehrter Sicherheit und wachsendem Reichtum der Besitzer, verwandelten sich die alten Kupferhöfe in reizende, von Gärten und großen Weihern umgebene schloßartige Ansiedlungen. Der Reichtum der Kupfermeister war besonders im 18. Jahrhundert in der weiteren Umgegend sprichwörtlich. Er ermöglichte den Familien eine teilweise recht üppige Lebenshaltung und fand immer neuen Zufluß durch die Gewinne, die besonders durch die Ausfuhr von Kupferdraht nach Frankreich und Paris erzielt wurden. Die Hauptfamilien dieser in Europa einzig dastehenden Fabrikantenrepublik waren die Schleicher, Prym, Lynen, von Asten, Peltzer, Bellier, Hösch, Schardineel, Momma, Schüll, Mevis, Rheidt. Die fünf erstgenannten und ältesten Kupfermeisterfamilien sind heute noch in Stolberg ansässig und mit Ausnahme der Familie Peltzer an der Messingindustrie beteiligt. Die großen Firmen Schleicher und Prym führen ihre Entstehung in das 16. Jahrhundert zurück. Durch die Familie v. Asten wurde 1719 in Verbindung mit den Familien Stoltenhoff und Offermann die erste Tuchfabrik in Stolberg begründet. Prym, Schleicher, Lynen und Peltzer legten den Grund zur Stolber-

[1]) nach einer Mitteilung des kaiserlich deutschen Generalkonsulates in Paris.

[2]) nach den von andern Seiten gewordenen Angaben soll es in England gebräuchlich sein, Maschinen und maschinenähnliche Vorrichtungen dem Benutzer solange in Verwahrung zu geben, bis die Ansprüche des Lieferers gedeckt sind.

[3]) nach einer Mitteilung des kaiserlich deutschen Generalkonsulates in London.

[4]) nach einer Mitteilung der kaiserlich deutschen Botschaft in Wien.

[5]) nach einer Mitteilung des kaiserlich deutschen Konsulates in Brüssel.

[1]) nach einer Mitteilung des kaiserlich deutschen Konsulates in Rom.

ger Glasindustrie. Die Stürme der französischen Revolution ließen eine Anzahl der Kupfermeisterfamilien verarmen oder trieben sie zur Auswanderung. Einzelne Familien zogen nach Düren: Hösch, Schüll und Schleicher, und beteiligten sich dort später an der Papierindustrie. Peltzer wurden bedeutungsvoll für Entwicklung oder Begründung der Textilindustrie in München-Gladbach, Verviers, Marwa und Moskau.

Eine ähnliche Insel protestantischer Fabrikanten bildete sich im Schleidener Tal. Hier wurde seit den Römerzeiten Eisen verhüttet und ausgeschmiedet. Seit dem Ende des 16. Jahrhunderts sehen wir protestantische »Reitmeisterfamilien« als Hauptträger dieser Eifeler Eisenindustrie, deren Schmiedeeisen nach einem Eifeler Wallonschmiede genannten eigenartigen Verfahren entstand und sich im In- und Ausland eines vorzüglichen Rufes erfreute. Der Besitzstand an den Hütten- und Hammerwerken war ursprünglich sehr zersplittert, kam aber im Laufe der Zeit immer mehr in der Hand einzelner führenden Familien, wie Schöller, Virmond, Poensgen, Cramer, Schubäus, Peuchen usw., zusammen. Die Hauptfamilie bildeten die Schöller, deren Stammvater Ende des 16. Jahrhunderts in das Tal einwanderte, und auf den heute mehrere hundert Schöller ihren Stammbaum zurückführen können. Hauptsitz dieser Familie war Gemünd. Söhne Dietrich Schöllers gründeten in Düren Tuchfabriken. Ein Sohn wurde der Stammvater der 1863 als Ritter von Schöller geadelten österreichischen Seitenlinie. Von Ph. Rütger Schöller stammen eine Berliner und eine Pariser Nebenlinie ab. Andre Mitglieder der alten Fabrikantenfamilie sind die Begründer der Dürener Papierindustrie und die Stammväter von Familien gleichen Namens, die für das gewerbliche Leben in Ungarn und in der Schweiz bedeutungsvoll geworden sind. Einzelne Familien: Schöller, Poensgen und Virmond, sind nach Untergang der alten Hochofen- und Hüttenbetriebe heute noch als Inhaber von Kleineisenindustrien im Schleidener Tale ansässig. Außerhalb ihrer alten Heimat hat sich neben der Familie Schöller besonders die Familie Poensgen in der rheinischen Industrie eine geachtete Stellung erworben. Durch Vermittlung Dietrich Schöllers erhielt Ende des 17. Jahrhunderts der Bruder des damaligen evangelischen Pfarrers Scheibler in Gemünd eine Lehrstelle in einem Tuchgeschäft in Imgenbroich bei Montjoie. Dieser Johann Heinrich Scheibler machte sich in sehr jungen Jahren in Montjoie mit großem Erfolge selbständig; er wurde der Begründer eines Scheiblerschen Tuchfabrikantengeschlechtes, das besonders im 18. Jahrhundert Montjoie Weltruf als Tuchort verschafft hat. 1756 beschäftigte der Sohn des Begründers der Firma bereits außer den Arbeitern in den Montjoier Fabriken etwa 5000 Eifeler Hausweber. 1785 wurde Bernhard Georg Scheibler in den Adelstand erhoben. Mitglieder seiner Familie gründeten Fabriken in Antwerpen und Hamburg; Nachkommen Bernh. Georg Scheiblers erwarben sich als Freiherren von Scheibler und als Landräte der Kreise Eupen und Montjoie große Verdienste. Zahlreiche Glieder der alten Familie leben heute als Fabrikanten in Krefeld, im Bergischen, in Galizien, Rußland und Polen, während in Montjoie heute nur noch eine Firma Scheibler besteht.

Hr. Neumann berichtet über eine Versammlung des Zentralverbandes deutscher Industrieller, in der an Hand der Aeußerungen von Einzelpersonen, Firmen und Vereinen, die auf eine Umfrage des Zentralverbandes eingegangen waren, etwa notwendige Aenderungen des Patentgesetzes oder seiner Handhabung besprochen worden sind.

Mit dem Vorprüfverfahren ist die Industrie einverstanden; sie wünscht nur Abänderungen der Organisation, welche das Verfahren vereinfachen und verkürzen sollen. Entweder soll der Vorprüfer eine selbständig entscheidende Behörde neben der Anmelde- und Beschwerdeabteilung werden, oder er soll wenigstens dann endgültig entscheiden können, wenn er mit dem Anmelder übereinstimmt. Die Maschinenindustrie beklagt, daß zuviel und größtenteils wertlose Patente vorhanden sind, während andre Industriezweige, wie Musik-, Textil- und chemische Industrie, sich beklagen, daß sie nicht genug Patente bekommen können.

Der Ausübezwang wird vielfach als sehr lästig empfunden, weil es in drei Jahren meist nicht möglich ist, eine Erfindung praktisch zu verwirklichen. Man wird aber davon nicht eher abgehen können, als bis das Ausland den Ausübezwang fallen läßt. Gegebenenfalls wird eine Zwanglizenz in dem Sinne vorgeschlagen, daß derjenige, der innerhalb des Landes die betreffenden Patente nicht selbst ausführt, einem Antragsteller die Ausführerlaubnis zu übertragen gezwungen ist. Die Patentgebühren werden im allgemeinen als zu hoch angesehen, wenigstens in den ersten Jahren. Nach Ansicht der erwähnten Versammlung soll der Erfinder in den ersten 3 bis 5 Jahren seine Erfindung möglichst ungestört ausnutzen können und erst dann eine mäßige Gebühr bezahlen; ist dann ein Patent lebensfähig, so kann es kräftig belastet werden. Die Patentgerichtsbarkeit weist noch große Mängel auf. Dieser Umstand ist zum Teil auf die Sachverständigen zurückzuführen; es ist sehr schwer, geeignete Sachverständige zu finden, weil sie meist beteiligt sind. Es wird vorgeschlagen, Sachverständigen-Vereine zu gründen, die geeignete Personen nachweisen können.

Ein lebhafter Meinungsaustausch fand statt über die Frage der Erfindungen der Angestellten, und die Mehrzahl der Redner vertrat den Standpunkt, es gebe überhaupt keine Erfindungen von Angestellten. Ferner wurde die Ansicht vertreten, daß nicht diejenigen Erfindungen des Angestellten der Firma gehören, die in sein Arbeitsgebiet fallen, sondern der Angestellte müßte soviel Vertrauen zu seiner Firma haben, daß sie diejenigen Erfindungen, die sie nicht glaubt mit Recht beanspruchen zu dürfen, ihm überläßt. Demgegenüber wurde von andrer Seite darauf hingewiesen, daß erfahrungsgemäß bei solchen Verträgen, nach denen alle oder auch nur die einschlägigen Erfindungen der Angestellten der Firma gehören, ein nicht unerheblicher Teil der Erfindungen der Firma verloren geht, da sie vielfach auf Umwegen angemeldet werden. Bezüglich der Frage, ob es vorteilhaft ist, die Erfindungen auf den Namen des Erfinders anzumelden, wurden zwei entgegengesetzte Gesichtspunkte vorgebracht: die Industrie wünscht im allgemeinen die Namen der Erfinder zu kennen, anderseits wünscht die Einzelfirma, ihren erfinderischen Beamten nicht zu verraten. Viele Erfindungen werden sogar auf andre Namen genommen, damit ihr Ursprung nicht erkannt wird; unvorteilhaft ist es, die Erfindungen auf den Namen der Firma und den des betreffenden Angestellten zusammen anzumelden, da sich daraus Schwierigkeiten ergeben, wenn der Erfinder stirbt oder aus der Firma austritt, insbesondere bei der Entnahme von Auslandpatenten. Dagegen wurde angeregt, es solle gestattet werden, daß in den Patentschriften auf Wunsch des Anmelders der Name des Erfinders angeführt wird, entweder am Kopf oder in der Einleitung der Patentbeschreibung.

Bücherschau.

Der Automobilmotor und seine Konstruktion. Von W. Pfitzner. Herausgegeben und bearbeitet von R. Urtel. Berlin 1907, M. Krayn. 179 S. mit 84 Fig. Preis 7,50 *M*.

Die wirtschaftlichen und konstruktiven Gesichtspunkte, nach denen beim Entwurf eines modernen Fahrzeug-Benzinmotors vorgegangen werden muß, haben im vorliegenden Werk an Hand einer Kritik ausgeführter Bauarten eine dankenswerte Bearbeitung gefunden, die zur Klärung der oft widersprechenden Meinungen beitragen dürfte. Nach etwa 15jähriger Entwicklung hat sich der Benzinmotorwagen zu einer gewissen Normalform herausgebildet, die ziemlich allgemein anerkannt ist, und bei der die äußere Anordnung der Hauptteile so gut wie fest liegt. Wer aber deshalb geneigt wäre, anzunehmen, daß dadurch alle wichtigen Konstruktionsgrundlagen geregelt sind, wer auch nur glauben wollte, daß beim Benzinmotor nicht noch viele Fragen ihrer Erledigung harren, der würde durch einen Blick in das vorliegende Buch eines bessern belehrt werden.

Nach einer einleitenden Uebersicht über die Entwicklung des Motorwagenbaues erörtert der Verfasser die führenden Gesichtspunkte für die Motorenkonstruktion mit Rücksicht auf Erschütterungen und Formänderungen, auf geringes Gewicht, auf Betrieb und Bedienung, auf Einfachheit und die Möglichkeit, ohne fremde Hülfe Ausbesserungen vorzunehmen, sowie endlich mit Rücksicht auf Massenherstellung von Fahrzeugmotoren. Die Vorteile, die das Nickelaluminium gegenüber dem Gußeisen und dem Stahlguß oder Flußeisenguß namentlich beim Bau von Gehäusen bietet, werden mit einem Vergleich der Preise, auf die Raumeinheit bezogen, gewürdigt. Für Schmiedeteile kommen hauptsächlich Chromnickelstähle mit Zugfestigkeiten von 11000 bis 15000 kg/qcm in Betracht.

Im vierten und umfangreichsten Kapitel behandelt der Verfasser alle Einzelheiten der konstruktiven Ausbildung des Motors. Die Zylinderzahl wird durch das Gewicht, den Preis und die dynamischen Verhältnisse bestimmt. Es ergibt sich, daß die Vergrößerung der Motorleistung am besten durch Vermehrung der Zylinderanzahl vorgenommen wird, deren Einzelleistung bei 100 mm Zyl.-Dmr., 120 mm Hub und 1200 Uml./min rd. 6 PS betragen dürfte. Für mittlere Leistungen erhält man dann einen Vierzylindermotor, dessen Zylinder paarweise zusammengegossen werden, und dessen Kurbelwelle in drei Kugellagern läuft. Unter der großen Zahl von Ventilanordnungen, die bis jetzt ausgeführt worden sind, scheint diejenige mit hängenden, gesteuerten Ventilen oben im Zylinderdeckel den Vorzug zu verdienen, obgleich ihre Schwierigkeiten in bezug auf Antrieb, Gaszuleitung und Schmierung der Steuerwelle nicht verkannt werden dürfen. Bei dieser Anordnung kann man aber die Zylinder sehr nahe zusammenlegen und erhält günstig geformte Kompressionsräume sowie vorteilhafte Verhältnisse für die Wasserkühlung. Es folgen noch kurze Bemerkungen über das Einformen von Motorzylindern, über Armaturen und Steuerung des Motors und über Rohrleitungen. Bei der Ausbildung der Kurbelgehäuse hat die Vermutung, daß Störungen am Triebwerk und an den Wellenlager verhältnismäßig selten seien, den Verfasser zu dem Schluß geführt, daß es vorteilhafter sei, auf die Zugänglichkeit von unten durch einen nach unten abnehmbaren Deckel des Kurbelgehäuses zu verzichten und den Einbau des Motors ganz von oben vorzunehmen, eine Ansicht, der ich mich nicht anschließen kann. Wegen der Kenntnisse, die bei dem Leser hinsichtlich der Motorkonstruktionen vorausgesetzt werden, ist das Buch von vornherein für einen verhältnismäßig engen Kreis von Fachgenossen bestimmt, diesem aber kann es warm empfohlen werden.

Druck und Ausführung der Zeichnungen genügen auch höheren Anforderungen. A. Heller.

Motorwagen und Lokomotive. Schriften über Verkehrswesen. Herausgegeben vom Klub österreichischer Eisenbahnbeamten. II. Reihe, Band 2. Kritische Darstellung des jetzigen Standes der Frage der Motorwagen und der Führung leichter Züge durch Motorwagen oder Lokomotiven in technischer und wirtschaftlicher Beziehung. Von K. Spitzer und Dr. V. Krakauer. Wien 1907, Alfred Hölder. 260 S. mit 117 Fig. Preis 10,60 *M.*

Das vorliegende Werk ist das Ergebnis einer Umfrage bei allen zu berücksichtigenden Fabriken und Eisenbahnen des In- und Auslandes und kann als die vollständigste Sammlung von Konstruktionsangaben und praktischen Erfahrungen auf dem Gebiete der Eisenbahnmotorwagen bezeichnet werden. Im ersten vorzugsweise beschreibenden Teil, der aus 68 verschiedenen Eisenbahnbetrieben herrührende Mitteilungen über Wagen mit Verbrennungsmaschinen, Akkumulatoren, mit gemischtem Betrieb und Dampfbetrieb enthält, ist mir nur die Tatsache, daß F. X. Komarek in Wien von seiner bekannten[1]) Kesselbauart abgegangen ist und eine Art Fieldröhrenkessel, ähnlich den für Dampfspritzen gebräuchlichen, anwenden will, als bemerkenswert aufgefallen. Nach der zusammenfassenden Beurteilung der verschiedenen Antriebarten zu schließen, beherrscht der Dampfmotorwagen noch immer das Feld, da alle andern in bezug auf Einfachheit, Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit nicht mit ihm in Wettbewerb treten können. In dieser Hinsicht hat sich also die Sachlage während der letzten Zeit noch nicht geändert, obgleich seither recht viele Benzin- und benzinelektrische Wagen in Betrieb genommen worden sind. Die bedingungslose Verurteilung von Zahnrädergetrieben zum Uebertragen der Motorkraft auf die Wagenachse ist aber angesichts der günstigen Betriebserfahrungen mit elektrischen Wagen auf Vollbahnen nicht mehr gerechtfertigt, und daß darum der lokomotivähnliche Dampfwagen vor dem Wagen mit schnellaufender Antriebdampfmaschine zu bevorzugen wäre, erscheint mir nicht einleuchtend. Die Verfasser geben sodann eine Uebersicht über mehrere Betriebe mit leichten Lokomotiven und über die von den Niederösterreichischen Landesbahnen sowie von den Oesterreichischen[2]) und Ungarischen Staatsbahnen angestellten vergleichenden Versuche mit Motorwagen und kleinen Lokomotiven, wovon die erstgenannten mit einem Siege der Komarek-Dampfwagen, die beiden letzteren mit einem Siege der kleinen Lokomotiven geendet haben. Den Abschluß bilden wirtschaftliche Betrachtungen und Vorschläge über die Erweiterung der Anwendung von Motorwagen als Zubringer zu Hauptbahn-Haltestellen sowie als Mittel zur schnellen Personen-, Eilgut- und Postbeförderung auf Nebenbahnen. A. Heller.

[1]) Z. 1905 S. 1639.

[2]) Z. 1906 S. 2086.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Eine Feuerschutzvorrichtung für Theater und ähnliche Versammlungsräume. Von Paul W. Graszynski. Tempelhof-Berlin 1907, Selbstverlag. 46 S. mit 3 Fig. Preis 1,80 *M.*

Adreßbuch der Papier-, Pappen- und Papierstoff-Fabriken Deutschlands und der Schweiz. Jahrgang 1907. Berlin 1907, A. Birkner. 244 S. 8°. Preis 5 *M.*

Die graphische Statik der Baukonstruktionen. Von Dr.-Ing. Heinrich Müller-Breslau. 2. Bd. 1. Abteilung. 4. Aufl. Stuttgart 1907, Alfred Kröner. 484 S. mit 383 Fig. und 7 Taf. Preis 18 *M.*

Enzyklopädie der Elementarmathematik. Von H. Weber und J. Wellstein. 3. Bd.: Angewandte Elementarmathematik. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 666 S. 8° mit 358 Fig. Preis 14 *M.*

Vektorgeometrie, analytische Statik, Dynamik, Elektrizität und Magnetismus, Elektromagnetismus, geometrische Maxima und Minima, Anwendung der Lehre vom Größten und Kleinsten auf die Lehre vom Gleichgewicht und besonders der Kapillarität, Prinzipien der Wahrscheinlichkeit, Wahrscheinlichkeitsrechnung, Ausgleichung der Beobachtungsfehler, Parallelprojektion auf eine Tafel, das Grund- und Aufrißverfahren, graphische Statik, das ebene Fachwerk.

Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Von Dr. A. Thomälen. 3. Aufl. Berlin 1907, Julius Springer. 525 S. mit 338 Fig. Preis 12 *M.*

Bibliothek der gesamten Technik. 19. Bd.: Landwirtschaftliche Maschinen und Geräte zur Bodenbearbeitung, Düngung, Saat und Pflege der Pflanzen. Von E. Wrobel. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 216 S. mit 140 Fig. Preis 3,20 *M.*

Chemisch-technische Bibliothek. Bd. 143: Wasserglas und Infusorienerde, deren Natur und Bedeutung für Industrie, Technik und die Gewerbe. Von Hermann Krätzer. Wien und Leipzig 1907, A. Hartlebens Verlag. 202 S. mit 36 Fig. Preis 3 *M.*

Brennstoffe, Feuerungen und Dampfkessel. Ihre Wirtschaftlichkeit und Kontrolle. Von A. Dosch. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 422 S. mit 265 Fig. Preis 12,50 *M.*

Das Patentgesetz vom 7. April 1891. Von Dr. P. Kent. Bd. II. Berlin 1907, C. Heymanns Verlag. 672 S. Preis für Bd. I und II 30 *M.*

Konstruktion, Versuchsresultate und Theorie eines Zweitaktmotors mit flüssiger Kolbendichtung (nach D. R. P. 111803 und Zusatz 140857). Von L. Bayer. München 1907, Eduard Pohl. 26 S. mit vielen Figuren. Preis 2 *M.*

Praktischer Leitfaden für Zinkhüttenlaboratorien. Von Friedrich Filitz. Kattowitz 1907, Gebrüder Böhm. 56 S. mit 5 Fig. Preis 2 *M.*

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. Zweiter Band: Der Brückenbau. Vierte Abteilung: Bewegliche Brücken. Bearbeitet von W. Dietz. Herausgegeben von Th. Landsberg. Dritte Auflage. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 312 S. mit 262 Fig. und 3 Taf. Preis 10 *M.*

Fortschritt. Halbmonatschrift für Politik, Volkswirtschaft und Marinefragen. Von Dr. J. Leonhart. Kiel und Leipzig. Lipsius & Tischer. Preis vierteljährlich 2,50 *M.*

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Motorwagen und Fahrräder. Dieterich, Karl. Der Kraftwagen als Verkehrsmittel. Leipzig 1907. R. C. Schmidt & Co. Preis 2,80 ℳ.

— Imbrecq, J. Le code du chauffeur. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 7,50 ℳ.

— Lehmbeck, Thdr. Der Automobilmotor. Leipzig 1907. R. C. Schmidt & Co. Preis 2,80 ℳ.

— Ravigneaux, Pol. Vade-mecum de »La vie automobile«. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 3,50 ℳ.

Physik. Weyrauch, Jos. J. Grundriß der Wärmetheorie. 2. Hälfte. Stuttgart 1907. Wittwer. Preis 16 ℳ.

Schiffs- und Seewesen. Radunz, Karl. 100 Jahre Dampfschiffahrt. 1807 bis 1907. Rostock 1907. C. J. E. Volckmann. Preis 7,50 ℳ.

— Segelhandbuch für das Schwarze Meer. Hrsgg. vom Reichs-Marine-Amt. Berlin 1907. E. S. Mittler & Sohn. Preis 3 ℳ.

Seil- und Kettenbahnen. Stephan, P., Die Luftseilbahnen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 7 ℳ.

Textilindustrie. Dupont, Eugène. La laine de France. Paris 1907. Poussielgue. Preis 10 ℳ.

— Weiß, Art. Textiltechnik und Textilhandel. 2. Aufl. Wien 1907. Deuticke. Preis 7 ℳ.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen. Brown, C. W. The petrol engine. Troubles and remedies. London 1907. Car Illustrated. Preis 1,20 ℳ.

— Fuchs, Paul, Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Berlin 1907. Jul. Springer. Preis 2 ℳ.

— Haeder, Herm. Die Gasmotoren. II. Teil. 4. Lfg. Düsseldorf 1907. Schwann. Preis 2 ℳ.

— Kirschke, Alfr. Die Gaskraftmaschinen. Leipzig 1907. Göschen. Preis 0,80 ℳ.

— Schreber, K. Die Kraftmaschinen. 2. Aufl. Leipzig 1907. B. G. Teubner. Preis 3,60 ℳ.

— Wegner, Richard. Der Gasstromerzeuger. Eine neue Wärmekraftmaschine für motorische und Heizzwecke. Rostock 1907. Volckmann Nachf. Preis 1,50 ℳ.

Wasserversorgung. König, Frdr. Die Wasserversorgung von Deutsch-Südwest-Afrika. Leipzig 1907. O. Wigand. Preis 1,50 ℳ.

— Metzger, H. Reinhaltung der Wasserleitung durch Rohrunterbrecher. Berlin 1907. C. Heymann. Preis 0,60 ℳ.

— Die Reinhaltung der deutschen Gewässer. (Verhandlungen der XXXIV. Plenarversammlung des deutschen Landwirtschaftsrates.) [aus Archiv des deutschen Landwirtschaftsrates] Berlin 1907. P. Parey. Preis 1 ℳ.

Zementindustrie. Barkhausen, G. Theorie der Verbundbauten in Eisenbeton und ihre Anwendung. (Sonderdr.) Wiesbaden 1907. Kreidel. Preis 2 ℳ.

— Expériences, rapports et propositions, instructions ministérielles relatives à l'emploi du béton armé. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 27,50 ℳ.

Ziegelei und Tonindustrie. Stoffler, E. La pierre artificielle. Fabrication des briques engrès silico-calcaires. Paris 1907. Tignol. Preis 4,50 ℳ.

Zucker- und Stärkeindustrie. Heriot, T. H. P. Science in sugar production. An introduction to the methods of chemical control. London 1907. Rodger. Preis 7,20 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Der Stoßsteinbohrer mit elektrischem Antriebe. Von Brinkmann. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Aug. 07 S. 441/47*) Allgemeine Betrachtungen. Solenoidbohrer: Maroin-Bohrer, Union-Bohrer, Teilstrombohrer, verschiedene Hämmer. Federbohrer mit Elektromotorantrieb: Hoffmann-Bohrer, Durkee-Bohrer, Adams-Bohrer. Schluß folgt.

Chemische Industrie.

Die kinetische Theorie der Materie. Von Jäger. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 16. Aug. 07 S. 581/86) Zusammenfassung der Theorien von Dalton, Clausius, Maxwell u. a.

Elektroanalytische Forschungsergebnisse. Von Peters. (Glückauf 17. Aug. 07 S. 1029/34) Allgemeines über Versuchseinrichtungen. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Die Betriebsdampfkessel auf der Nürnberger Jubiläums-Landesausstellung 1906. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Aug. 07 S. 153/56*) In der Kesselanlage waren ein Babcock & Wilcox-, ein Esterer-, 2 Piedboeuf- und 3 Dürr-Kessel vorhanden. Gesamtheizfläche 1562,5 qm, Betriebsdruck 12 bis 13 at. Forts. folgt.

Power plant of the West Street building, New York City. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 95/98*) 23 stöckiges, 90 m hohes eisernes Geschäftshaus von 110 qm Grundfläche. Das Kraftwerk, das etwa ²/₃ des Untergeschosses in Anspruch nimmt, enthält zwei liegende Gleichstrom-Dampfdynamos von je 200 KW, deren Auspuffdampf zu Heizzwecken dient, eine nur für das Untergeschoß bestimmte Lüftanlage und zwei Dampfdruckpumpen mit Sammelbehältern zum Betriebe von 9 Personen- und 2 Güteraufzügen.

Entölungs-Einrichtungen. Von Geiger. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Aug. 07 S. 156/57*) Darstellung einer Entölanlage der Augsburger Kammgarnspinnerei. Filteranlagen. Abdampfentöler.

Druckerei.

La manutention mécanique dans les journaux et dans les papeteries. Von Dantin. (Gén. civ. 17. Aug. 07 S. 257/60*) In der dargestellten Druckerei sind die Setzmaschinen im Erdgeschoß und die Rotationsdruckmaschinen im Keller untergebracht. Die Druckstöcke werden selbsttätig durch ein elektrisch betriebenes Paternosterwerk in den Keller und von hier zum Einschmelzen ins Erdgeschoß zurückbefördert. Der Aufzug dient gleichzeitig zum Befördern der Zeitungen zur Versandstelle im Obergeschoß.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Eisenbahnwesen.

Dampfbetrieb und elektrischer Betrieb im Schnellzugsverkehr. Von Kinkel. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Aug. 07 S. 447/51*) Die Betriebskosten für Dampflokomotiven und für elektrische Lokomotiven.

Bau und Betrieb des neuen preußisch-russischen Grenzbahnhofes Skalmierzyce in maschinentechnischer Beziehung. Von Martens. (Glaser 15. Aug. 07 S. 65/75* mit 3 Taf.) Darstellung des Gleisplanes, der baulichen Anlagen, der Beleuchtung und der Brunnen. Besondere Einrichtungen an den Güterwagen. Einfluß der Grenzverhältnisse auf die Abwicklung des Verkehres in Skalmierzyce.

Eisenhüttenwesen.

Die Hochofenanlage der Atikokan Iron Company Ltd. bei Port Arthur (Ontario). Von Simmersbach. (Stahl u. Eisen 14. Aug. 07 S. 1197/1200*) Deutsche Bearbeitung des in Zeitschriftenschau 2. Vierteljahr 07 S. 876 erwähnten Aufsatzes.

Die Verarbeitung von nickelhaltigem Magnetkies im elektrischen Ofen zur Herstellung von Säure und Ferronickel. Von Sjörstedt. (Glückauf 17. Aug. 07 S. 1042/46*) Ergebnisse des Röstofens von Sjörstedt im Betriebe. Gewinnung von Bisulfitlösung für die Zelluloseindustrie. Der elektrische Schmelzofen von Sjörstedt zur Herstellung von Ferronickel; Zahlentafeln über die Leistung. Betriebskosten.

Why is it that some coals coke and others do not? Von Keighley. (Iron Age 8. Aug. 07 S. 364/66) Aufzählung der Kohlenarten, die leicht verkoken, und Bedingungen für das Verkoken der Kohle. Dem Verkoken förderliche und hinderliche Eigenschaften der Kohle.

Ueber die Konstruktion der Martinöfen. Von Gille. Forts. (Gießerei-Z. 15. Aug. 07 S. 489/94*) Verteilung der Heizkanäle. Die Verankerungen. Türen. Ventile. Schornstein.

Herstellung von schmiedbarem Eisen aus phosphorarmem und siliziumreichem Roheisen durch das basische Windfrischverfahren. Von Hofer. (Gießerei-Z. 15. Aug. 07 S. 481/82) Bei dem beschriebenen Verfahren werden zuerst basische Zuschläge, vorzugsweise ein Gemenge von Kalk, Eisenoxyd und Eisenerz eingebracht; die erste Schlacke wird schnell abgegossen und Kalk zugesetzt. Durch den ersten Vorgang soll das Silizium, durch den zweiten der Phosphor abgeschieden werden.

Neues kontinuierliches Stabeisenwalzwerk. (Stahl u. Eisen 14. Aug 07 S 1188/90* mit 1 Taf.) Darstellung der Einrichtungen der Wisconsin Steel Company. Die Gesellschaft hat ein neues Walzwerk in Betrieb genommen, in dem im Jahr 1906 93730 t in 614 Schichten verarbeitet wurden.

Der Glüh- und Härteofen mit elektrisch geheiztem Schmelzbad. Von Cohn. (El. u. Maschinenb. Wien 18. Aug. 07



S. 635 39*) Verschiedene Glüh- und Härtöfen. Darstellung und Wirkungsweise des Ofens der A. E. G., Berlin. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Quebec bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 89/90* u. 3. Aug. S. 130/31*) Abmessungen und Gewicht der senkrechten Druckstäbe und der Schrägen. Forts. folgt.

Report of the British Joint Committee on reinforced concrete. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 103/06*) Der Bericht des von der British Association im Jahr 1905 eingesetzten Ausschusses enthält Winke für die Ausführung und Formeln für die Berechnung von Betoneisenbauten.

Reinforced concrete abutments on the Atlanta, Birmingham and Atlantic R. R. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 100/01*) 12 m hohes Brückenauflager mit anschließenden Futtermauern. Angabe der Berechnungsweise.

Armoured concrete viaduct at Deurne-Merxem. (Engineer 16. Aug. 07 S. 157/58*) Die insgesamt 173 m lange und 9 m breite Hennebique-Brücke im Zuge der Straße von Antwerpen nach Wyneghem hat 3 Vollbogenöffnungen von je 43,3 m Spannweite und 2 Halbbogen-Uferöffnungen von je 21,6 m Spannweite. Gründung auf Holzpfeilern.

Elektrotechnik.

A progressive suburban central station at Revere, Mass. (El. World 3. Aug. 07 S. 212/14*) Die Anlage dient zur Lieferung von Licht und Kraft. 4 Stirling-Wasserrohrkessel liefern den Dampf für zwei Tandem-Verbundmaschinen, die Drehstromdynamos von 2300 V und 400 und 500 KW treiben. Eine Parsons-Turbodynamo von 500 KW und 2300 V wird demnächst aufgestellt.

The financial side of the central station. Von Williams. (El. World 3. Aug. 07 S. 217/19) Angaben über die Lebensdauer von Maschinen, Geräten, Leitungen und anderen Zubehörteilen als Grundlagen für die Berechnung der jährlichen Abschreibungen.

Die Gasmaschinenzentrale. Von Langer. (Stahl u. Eisen 14. Aug. 07 S. 1190/97) Allgemeines über die Errichtung von Gaskraftwerken mit Gichtgasbetrieb.

Hunting in rotary converters. Von Meade. (El. World 3. Aug. 07 S. 226/28*) Zur Verhinderung der Phasenverschiebung zwischen Stromerzeuger und Umformer wird die Anwendung von Dämpfspulen empfohlen.

Resonanz unter dem Einfluß von Wirbelströmen und Hysteresis. Von Benischke. (El. u. Maschinenb. Wien 18. Aug. 07 S. 633/35*) Durch die Einwirkung der Wirbelströme und der Hysteresis wird der Eintritt der Resonanz verschoben und die Stromstärke herabgedrückt. Beide Einflüsse wachsen mit der Stärke der Wirbelströme, mit der Hysteresis und mit der Periodenzahl.

Note on an oscillographic study of low-frequency oscillating arcs. Von Morris. (Engng. 16. Aug. 07 S. 233/35*) Versuche über den Einfluß von Leuchtgas und Luft sowie der Elektroden auf Gleichstrom- und Wechselstrom-Funkenstrecken von verschiedener Schwingungszahl. Meinungsaustausch s. unter Werkstätten und Fabriken: »The British Association«.

Erd- und Wasserbau.

The West Neebish channel of the St. Mary's River. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 112/15*) Durch den insgesamt 21,6 km langen, bei niedrigstem Wasserstand noch 6,7 m tiefen und mindestens 90 m breiten Kanal wird die Verbindung zwischen dem Oberen und dem Huron-See bedeutend verkürzt. Ein 4 km langes Stück des Kanales ist aus festem Gestein ausgehoben. Vorgang beim Bau dieser Strecke.

A reinforced-concrete siphon on an irrigation canal in Spain. (Eng. News 1. Aug. 07 S. 116/17*) Der Hauptkanal der Bewässerungsanlage in den spanischen Provinzen Huesca und Lerida ist 120, der Nebenkanal 60 km lang. Die Verteilleitungen sind insgesamt 164 km lang. Alle Brücken und Wasserleitungen sind aus Eisenbeton hergestellt.

Gasindustrie.

Versuche an der Leuchtgas-Fernleitung zwischen Rorschach und St. Gallen. Von Fliegner. Schluß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 17. Aug. 07 S. 765/67) Vergleich der gefundenen Ergebnisse mit den aus den bekannten Formeln berechneten.

Ueber Wassergas. Von Dicke. (Stahl u. Eisen 14. Aug. 07 S. 1181/87*) Geschichtliche Darstellung der Entwicklung der Wassergaserzeugung. Das Verfahren von Dellwick-Fleischer. Anwendung des Wassergas-Schweißverfahrens. Schluß folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

The Kinnickinnic River flushing tunnel and pumping station, Milwaukee, Wis. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 86/87*) Durch den rd. 2,15 km langen und 3,6 m weiten gemauerten Tunnel wird der genannte Fluß an einer rd. 4 km von der Mündung entfernten Stelle mit dem Michigan-See verbunden, um die Abwässer schneller fortzuspülen. Zum Ansaugen des Seewassers dient eine 6 flügelige Schraubenpumpe von 3,75 m Dmr, die von einer stehenden Corliss-Dampfmaschine mit 55 Uml./min unmittelbar angetrieben wird und rd. 850 cbm/min gegen 1,05 m Druckhöhe fördert.

Gießerei.

Mssrs. R. Stephenson & Co.'s foundry, Herburn. (Engng. 16. Aug. 07 S. 236* mit 1 Taf.) Geschichtliche Entwicklung seit 1825. Die Haupthalle der für 4- bis 5000 t Großmaschinenguß jährlich bemessenen Gießerei ist 77 m lang, 15 m breit und 8 m hoch bis zu den Kranlaufbahnen. Darstellung der Eisenkonstruktion.

Kupolofen mit und ohne Vorherd, kurzer oder langer Schmelzdauer. Von Kloß. (Gießerei-Z. 15. Aug. 07 S. 495/98) Erörterungen über die Ofenkonstruktion bei der Anlage neuer Gießereien und Kostenberechnung für 2 Beispiele.

Heizung und Lüftung.

Die Heizungs- und Lüftungsanlage im Palais der österreichischen Bank in Budapest. Von Lucas. (Gesundhtsing. 17. Aug. 07 S. 533/35) Warmwasser-Niederdruckheizung nach dem Einrohrsystem mit sekundärem Umlauf. Die Lüftanlage arbeitet mit natürlichem Auftrieb. Es sind 3 Flammrohrkessel von 111 qm Gesamtheizfläche vorhanden. Zahlentafeln über die Temperaturen von Luft und Wasser mit den entsprechenden Angaben für Heizdauer und Kohlenverbrauch.

Luftschiffahrt.

Le problème de l'aviation et la résistance de l'air. Von Maleire. Schluß. (Génie civ. 17. Aug. 07 S. 264/67*) Versuche von Canovetti auf einem geneigt gespannten Draht in Brescia und auf der Seilbahn von Como nach Brunate zur Feststellung der Widerstandsbedingungen.

Materialkunde.

Neuere Materialprüfungsmaschinen. (Z. Dampfk. Maschbtr. 14. Aug. 07 S. 329/32*) Darstellung und Arbeitsweise von Maschinen der Riehlé Bros. Testing Machine Co. in Philadelphia, Pa. Zerreißmaschine mit selbsttätiger Schreib- und Wiegevorrichtung für 75000 kg. Zerreißmaschinen mit elektrischem Antrieb und Maschine für Drehbeanspruchungen von 150000 kg/qcm.

Mechanik.

Le calcul des flèches des poutres par l'intégration graphique. Von Aragon. (Génie civ. 17. Aug. 07 S. 260/63*) Das Verfahren vereinfacht die Berechnung der elastischen Durchbiegung von Brückenbogen aus der Kurve der Biegungsmomente. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Twelve-inch inclined turret lathe. (Engineer 16. Aug. 07 S. 169/70*) Scheibendrehbank für Werkstücke bis rd. 700 mm Dmr. mit Querschlitten und sechskantigem Drehkopf, gebaut von H. W. Ward & Co. in Birmingham. Der Drehkopf ist nach einer Seite geneigt, um das Handrad an der Seite des Bettes vorbeizulassen.

Turning a 12 inch gun roller path. Von Kuwada. (Am. Mach. 17. Aug. 07 S. 163/64*) Die kreisförmige Gleitbahn für das Geschütz hat rd. 8 m Dmr. Die Arbeit ist mit dem verlängerten Ausleger einer senkrechten Drehbank von 2 m normaler Auslegerlänge ausgeführt worden.

Das Bohren und Nieten von Eisenkonstruktionen mit elektrischen Pendelbohrmaschinen und elektrischen Nietmaschinen. Von Schrader. (Dingler 17. Aug. 07 S. 513/16*) Darstellung der elektrischen Pendelbohrmaschine von Carl Flohr. Vorteile gegenüber den früheren Arbeitsweisen. (Vergl. Z. 1905 S. 696) Schluß folgt.

The Philadelphia thread milling attachment. (Iron Age 8. Aug. 07 S. 357/58*) Die dargestellte Vorrichtung kann an jeder Drehbank angebracht werden. Die Antriebe für den Fräser und das Werkstück werden von dem großen Zahnrade des Spindelbockes mit Zahnrädern und Gelenkwelle abgenommen.

Portable pneumatic tools. Von Bing. Schluß. (Engng. 16. Aug. 07 S. 251/56*) S. Zeitschriftenschau v. 24. Aug. 07. Darstellung verschiedener Bauarten von Metallbohrern und Steinbohrern mit Druckluftbetrieb. Druckluft-Sandrammen für Gießereien. Ueberblick über den gegenwärtigen Stand der Anwendung von Druckluft.

Papierindustrie.

The Stoneywood paper works. (Engineer 16. Aug. 07 S. 160/62* mit 1 Taf.) Die Fabrik stellt vorzugsweise bessere Papiere aus Leinen- und Baumwollabfällen her. Darstellung der Anlagen für Zerkleinerung und Bleichen der Faserstoffe. Schaubilder aus den Werkstätten.

Schiffs- und Seewesen.

Customs cruiser for Brazil. (Engineer 16. Aug. 07 S. 170*) Das von J. I. Thornycroft & Co. in Southampton gebaute Schiff ist 39 m lang, 5,1 m breit und mit zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von 228, 330 und 520 mm Zyl.-Dmr. und 279 mm Hub bei 300 Uml./min ausgerüstet. Bei den Probefahrten sind 12,5 Knoten mit natürlichem und 15,75 mit künstlichem Zug erzielt worden.

Six-cylinder 500-horse-power internal-combustion engine. (Engng. 16. Aug. 07 S. 231*) Doppeltwirkender stehender Viertakt-Benzinmotor von 317 mm Zyl.-Dmr. und 317 mm Hub für Schiffsbetrieb, gebaut von der Standard Motor Construction Co. in Jersey City, N. Y. Kolben und Kolbenstangen sind hohl und mit Wasserkühlung versehen.



Submarine signalling. (Engineer 16. Aug. 07 S. 155/57*) Steuereinrichtungen für das mit Druckluft betriebene Unterwassersignal. Versuche auf dem Mersey-Fluß, bei denen das Signal auf 15 km Entfernung gehört worden ist.

Textilindustrie.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfaktor. Von Früh. Forts. (Dingler 17. Aug. 07 S. 516/20*) Untersuchung der Schichtendicke. Fadenspannung.

Preparatory processes in cotton spinning. Von Dawson. Forts. (Text. Manuf. 15. Aug. 07 S. 260/62*) Die Staubabsaugung bei den Vorbereitungsmaschinen. Anordnung der Staubkammer.

Observations on present-day practice in jute preparing and spinning. (Text. Manuf. 15. Aug. 07 S. 267/69*) Neuerungen an den Vorbereit- und Spinnmaschinen für Jute.

Étude sur le tissage des toiles de lin ou de jute. Von Woodhouse und Milne. Forts. (Ind. textile 15. Aug. 07 S. 293/97*) Beschreibung des Jacquard-Getriebes für verschiedene Arten von Webstühlen.

Machine à merceriser. Von Schuman. (Ind. textile 15. Aug. 07 S. 298/300*) Eine neue Maschine zum Merzerisieren von Garnen im Strang.

Wasserkraftanlagen.

Power plant inside of a dam on the Patapsco River. (El. World 3. Aug. 07 S. 207/10*) Der Eisenbetondamm im Patapsco-Fluß ist 66 m lang und an der Sohle 12 m breit. In seinem Innern befinden sich 2 wagerechte Leffel-Wasserräder, die je einen Drehstromerzeuger von 300 KW und 11 000 V mit 240 Uml./min antreiben.

Hydraulic development at West Buxton, Me. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 101/03*) Das neue Drehstrom-Kraftwerk der Electric Lighting Co. in Portland am Sago-Fluß wird mit Hülfe eines 90 m langen, 10 m hohen Staudammes aus Beton gespeist und enthält vier Turbinendynamos von je 750 KW mit wagerechter Welle. Ausführung der Wasserbauten.

Vorrichtung zur selbsttätigen Abstellung von Wasserturbinen. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Aug. 07 S. 159/60*) Die Vorrichtung ist von der Maschinenfabrik Augsburg für Turbinen ohne Regler gebaut und besteht aus einem Fliehkraftregler, der beim Ueberschreiten der zulässigen Umlaufzahl eine Sperrklinke auslöst und die Schützen herabfallen läßt.

Wasserversorgung.

Notes on water purification at St. Louis. Von Monfort. (Eng. Rec. 27. Juli 07 S. 98/100*) Die günstigen Ergebnisse der chemischen Wasserreinigung mit Eisensulfat und Kalk und mit Fällbehältern ohne Filter in einer Anlage am Mississippi von 265 000 cbm mittlerer Tagesleistung sind in Schaulinientafeln zusammengestellt.

Werkstätten und Fabriken.

The new Engineering laboratory at the City and Guilds of London Institute, Finsbury. Von Cocker. (Engng. 16. Aug. 07 S. 232/33*) Anordnung der Wasser-, Dampf- und Verbrennungsmotoren in dem rd. 27 m langen und 13,5 m breiten Maschinenlaboratorium. Zeichensaal und Hörsaal. Werkstatt für Metallbearbeitung. Meinungsaustausch s. weiter unten.

The British Association. Forts. (Engng. 16. Aug. 07 S. 225/31*) Meinungsaustausch über folgende Vorträge: Preece »Pupin's method of compensating cables for telephonic transmission«, Lodge »Tuning in wireless telegraphy«, Morris »An oscillograph study of Duddell arcs«, Gaster »Developments in incandescent lamps«, Cocker »The Engineering laboratory at Finsbury Technical College«, de Vesian »Ferro-concrete and examples of construction«, Twelvetrees »Some new uses of reinforced concrete«, Beaumont »The origin and production of roaring rails«, Brackenbury »Modern machinery and its future developments«, Brooks »A machine for weighing the forces on a cutting tool« und Ball »Notes on the governing of hydraulic turbines«. Forts. folgt.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. (Dingler 17. Aug. 07 S. 520/23*) Forts. Trockenanlagen verschiedener Ausführungen, Ziegelwagen. Forts. folgt.

Rundschau.

Ueber **die Tätigkeit der Physikalisch-technischen Reichsanstalt im Jahre 1906** entnehmen wir dem vorliegenden Berichte[1]) folgendes:

Die Physikalische Abteilung (I) hat sich außer mit Versuchen zur Bestimmung der Elastizitätsziffer eingehend mit den elastischen Eigenschaften des Gußeisens sowie mit den elastischen Nachwirkungen von Metallen und Metalllegierungen, namentlich bei Torsion, beschäftigt. Für eine gewisse Zusammensetzung haben sich bei einer Reihe von Kupferlegierungen Nachwirkungen ergeben, die geringer waren als die Nachwirkungen der Bestandteile. Die Versuche über Schallgeschwindigkeit in Gasen bei hoher Temperatur sind mit dem im vorigen Bericht[2]) erwähnten geschlossenen Resonator aus Platiniridium für trockne Luft und Kohlensäure ausgeführt worden. Um die Ergebnisse hinsichtlich der Ausdehnung des Gefäßes, der Reibung und der Wärmeleitung zu berichtigen, sind Versuche zur absoluten Bestimmung von Schallgeschwindigkeiten mit 4 Messing-Resonatoren von bekannten Abmessungen in Angriff genommen worden. Der Vergleich des Thermoelementes Platin-Platinrhodium mit dem Stickstoffthermometer ist bis 1600° durchgeführt worden. Es hat sich ergeben, daß die quadratische Formel für die Abhängigkeit der Thermokraft von der Temperatur wohl zwischen 300° und 1100° gültig ist, aber nicht auf höhere Temperaturen ausgedehnt werden darf, da sie schon bei 1450° um 20° geringere Werte ergibt. Neben den Messungen über die Ausdehnung von Platiniridium und Iridium über 1000° sowie der Neubestimmung der Konstante für die Abhängigkeit der Helligkeit einer bestimmten Wellenlänge der schwarzen Strahlung von der absoluten Temperatur sind insbesondere die Arbeiten mit dem Fizeauschen Dilatometer zu nennen, die sich auf die relative Ausdehnung verschiedener Materialien gegen Glas und die absolute Ausdehnung eines Quarzringes zwischen Zimmertemperatur und der Temperatur von flüssiger Luft erstrecken. Unter den kalorimetrischen Arbeiten dieser Abteilung seien Messungen zur Bestimmung der 15°-Kalorie in elektrischen Einheiten erwähnt, die mit einer neuen Vorrichtung auf die Temperaturgrenzen von 0° bis 100° ausgedehnt werden sollen, und für die neue Widerstandsthermometer für große Strombelastung beschafft worden sind. Auch für die Untersuchung der spezifischen Wärmen von Stickstoff, Kohlensäure und Wasserdampf bei Atmosphärendruck und Temperaturen über 800° ist ein neues Kalorimeter mit Paraffinölfüllung in Gebrauch genommen worden, das durch einen elektrisch geheizten Oelmantel ständig über 100° gehalten wird. Die Erhitzung des Gases wird durch ein 2 m langes, elektrisch geheiztes Platinrohr bewirkt, das schraubenförmig in einem kleinen Ofen liegt. Für die Verdampfungswärme des Wassers bei 100°, 90°, 77°, 65°, 49° und 30° ist eine Formel abgeleitet worden, die auf 1 vT genaue Werte ergibt. Das spezifische Volumen des Wasserdampfes läßt sich mit Hülfe dieser Formel und der Clapeyron-Clausiusschen Gleichungen ermitteln. Die Versuche über das Setzen von Mauerwerk sind ebenfalls fortgesetzt worden. Reiner Zement ist auch nach Ablauf von zwei Jahren noch nicht zur Ruhe gekommen, ebenso wie Mischungen von Zement mit Sand und Zement mit Kalkmörtel, solange das Verhältnis der letztgenannten Teile weniger als 1:40 bezw. 1:80 beträgt. Auch reiner Gips war nach zwei Jahren nicht völlig ruhig.

Von den elektrischen Arbeiten sind neben den üblichen Vergleichen der Normalwiderstände und den Untersuchungen über das Merkurosulfat für Normalelemente die Versuche über Ozonisierung durch stille elektrische Entladung zu erwähnen, die mit Bezug auf den Einfluß der Stromart und Stromrichtung, den Einfluß der Feuchtigkeit, sowie endlich hinsichtlich der Erzeugung von Stickstoff-Sauerstoffverbindungen angestellt worden sind. Es ist namentlich ermittelt worden, daß durch die stille Entladung in der Hauptsache N_2O_5, allenfalls noch N_2O gebildet wird.

Die Technische Abteilung (II) hat verschiedene Teilungen, Meßgeräte, Meß- und Teilschrauben und Stimmgabeln beglaubigt. Im Starkstromlaboratorium sind neben einer großen Anzahl von elektrischen Meßgeräten sowie Maschinen und Transformatoren größere Prüfungen an eigenen Vorrichtungen des Laboratoriums sowie die Arbeiten an fünf Zählersystemen ausgeführt worden. Für die Messung schwacher Wechselströme ist eine neue Anordnung mehrerer Thermoelemente nach Art der Wheatstoneschen Brücke verwendet worden, bei der sich die elektromotorischen Kräfte der Thermoelemente summieren, aber der sie erwärmende Strom nicht durch das Meßgerät fließt. Die Empfindlichkeit dieser Einrichtung wird durch Einschluß der Brücke in ein luftleeres Gefäß gesteigert. Die Untersuchungen des neuen Quadrantelektrometers bei hoher Empfindlichkeit sind mit Erfolg fortgesetzt worden. Für die Prüfung von Isolatoren ist eine Regenvorrichtung gebaut worden, die jede stärkere Regenmenge zu erzielen gestattet. Die Abteilung hat ferner an

[1]) Zeitschrift für Instrumentenkunde 1907 Heft 4 bis 6.
[2]) Z. 1906 S. 1206.



einem 125 m langen Drehstromkabel vergleichende Messungen der Selbstinduktion mit und ohne Bleimantel angestellt sowie die Untersuchungen über das Verhalten von Selbstinduktionsspulen gegenüber hochfrequenten Wechselströmen fortgesetzt. Dem Schwachstromlaboratorium lag neben laufenden Prüfungsarbeiten an Widerständen und Normalelementen die Nachprüfung für die elektrischen Prüfämter und die Ueberwachung der Prüfämter ob. Das Prüfamt 7 in Bremen ist im Januar dieses Jahres eröffnet worden. Von magnetischen Arbeiten der Abteilung sind die Vergleiche von Untersuchungsmethoden für magnetische Materialien sowie die Vorarbeiten für Versuche über den Einfluß der chemischen Zusammensetzung und thermischen Behandlung auf die magnetischen und elektrischen Eigenschaften der Eisenlegierungen erwähnenswert. Unter den Arbeiten der Technischen Abteilung, betreffend Wärme und Druck, fällt abermals die große Zahl der geprüften Thermometer und Manometer auf. Neben den Quecksilberthermometern, die sowohl in Berlin als auch in den Prüfstellen zu Ilmenau und Gehlberg untersucht wurden, sind Thermoelemente, optische Pyrometer und Platinthermometer geprüft worden. Die Bestimmung der Erweichungspunkte der Seger-Kegel ist in Angriff genommen und für eine Anzahl innerhalb der Temperaturen von 1200° bis 1500° ausgeführt worden. Für die Messung tiefer Temperaturen bis etwa —200° hat sich das Pentan-Thermometer gut bewährt. In den Rahmen dieser Arbeiten sind ferner die Untersuchungen an Vorrichtungen zum Prüfen von Mineralölen und die Arbeiten über die Proportionalität der Schreibzeuge bei Indikatoren zu rechnen. Unter den optischen Arbeiten sind Versuche an Kohlenfaden- und insbesondere an Metallfadenlampen zu nennen. Bei einer Dauerprüfung von 16 Osramlampen der Auer-Gesellschaft hat die Lichtstärke in den ersten 200 Brennstunden etwas zu- und danach langsam abgenommen, so daß nach 1000 Brennstunden nur etwa 5 vH weniger Lichtstärke vorhanden waren als anfangs. Auch über die Brauchbarkeit und Lebensdauer der Metalldampflampen sind Versuche in Angriff genommen. Die Abteilung beschäftigte sich ferner mit der Ausmessung des Parallelismus und der Planheit von Platten sowie mit der Prüfung von Gläsern auf Spannungen, für die ein Verfahren angegeben worden ist. Unter den chemischen Arbeiten seien Versuche, reines Eisen durch Kristallisation aus dem Schmelzfluß zu gewinnen, und die Verbesserung der Vorschriften für die Metallbeizung erwähnt. Die Werkstatt hat neben den Beglaubigungs- und Prüfungsstempeln zwei Chronographen und mehrere andre Prüfeinrichtungen hergestellt.

Man hat früher geglaubt, den Auswüchsen der amerikanischen Kartelle dadurch begegnen zu können, daß man ihnen Konkurrenzunternehmungen entgegenstellte [1]), aber angesichts der ungeheuern Geldmacht, die diese Vereinigungen darstellen, den Gedanken fallen lassen müssen. Dagegen ist auf den Vorschlag von Elkins ein Gesetz zur Annahme gelangt, das den großen geschäftlichen Vereinigungen verbietet, von den Eisenbahnen wesentliche Vergünstigungen bei der Berechnung der Frachtsätze zu verlangen, und eines der ersten Opfer dieses Gesetzes war **die Standard Oil Co. in Indiana**, eine der zahlreichen Tochtergesellschaften der Standard Oil Co. in New Jersey, die vom Bundes-Kreisgericht Chicago am 3. August d. J. wegen Verletzung des genannten Gesetzes zu einer **Geldstrafe von 29,2 Mill. Dollar** verurteilt worden ist. In der Zeit vom 1. September 1903 bis 1. März 1905 hat die Standard Oil Co., Indiana, 1903 Wagenladungen gereinigtes Petroleum nach East St. Louis, wo die großen Güterbahnhöfe von St. Louis liegen, verschickt und dafür der Chicago and Alton-Bahn 6 Cents für 100 Pfund entrichtet, während der amtlich veröffentlichte und andern gegenüber für die gleiche Güterklasse berechnete Frachtsatz 18 Cents für 100 Pfund beträgt. Die Gesellschaft ist infolgedessen in 1462 Fällen der Verletzung des Elkins-Gesetzes überführt und vom Richter für jeden einzelnen Fall zu 20000 Dollar Geldstrafe verurteilt worden. Außerdem ist die Einberufung einer Grand Jury angeordnet worden, die gegen die Chicago and Alton-Bahn vorgehen soll, falls nachgewiesen werden kann, daß die Gewährung der niedrigen Frachtsätze einer geheimen Abmachung entsprungen ist. Gegen diese Verurteilung dürfte die Standard Oil Co. zunächst Berufung einlegen; aber auch wenn sie selbst diese ungeheure Summe bezahlen müßte, würde das gegenüber dem Reichtum des Standard Oil-Trustes so gut wie garnichts bedeuten. In den Jahren 1903 bis 1905 hat die Muttergesellschaft, die Standard Oil Co. in New Jersey, 199,8 Mill. Dollar Reineinnahme gehabt, wovon etwa 125 Mill. unter die Aktionäre verteilt worden sind. Da dieser Trust etwa 85 vH des gesamten Petroleumabsatzes in Händen hat, würde es genügen, den Preis für Rohöl um ½ Cent zu drücken und den für gereinigtes Petroleum um 1 Cent zu erhöhen, um den Betrag der Geldstrafe in weniger als einem Jahr einzubringen und auf die Bevölkerung abzuladen. Unter diesen Umständen stellt sich die Anwendung selbst der größten Geldstrafen gegen die amerikanischen Riesenkartelle als ziemlich wirkungslos dar, und man kann es verstehen, daß man schon sehr geneigt ist, statt der Geldstrafen empfindliche Freiheitsstrafen gegen die verantwortlichen Leiter dieser Verbände zur Anwendung zu bringen. (Kölnische Zeitung)

[1]) Z. 1905 S. 417.

Fünfundzwanzigjähriges Jubiläum des Abtschen Zahnradbahnsystems. Am 1., 2. und 3. August fand in Harzburg und Blankenburg a. Harz ein denkwürdiges Jubiläum statt. Fünfundzwanzig Jahre waren verflossen, seit zum Wohle der bis dahin vom Eisenbahnverkehr abgeschlossenen Industrien unsrer Gebirge das kombinierte Adhäsions- und Zahnradbahnsystem des jetzigen Präsidenten des Verwaltungsrates der Gotthardbahn Roman Abt in Luzern auf Anregung des jetzigen Geheimen Baurates Albert Schneider in Harzburg greifbare Gestalt annahm. Schneider, damals Betriebsdirektor der Halberstadt-Blankenburger Eisenbahn, war im Frühjahr 1881 auf Anregung der Braunschweigischen Regierung mit der Ausarbeitung des Planes einer von Blankenburg aus in das Gebirge zu führenden Eisenbahn beschäftigt. Ihm ist es zu verdanken, daß diese Bahn im Gegensatz zu den von andern Seiten gemachten schmalspurigen Entwürfen als Normalspurbahn ausgeführt ist. Sie war aber als reine Adhäsionsbahn nur mit einer solchen Längenentwicklung ausführbar, daß die Ertragfähigkeit von Anfang an ausgeschlossen erschien. Durch das Studium der damals bekannten Zahnradbahnen wurde Schneider mit dem langjährigen Mitarbeiter Riggenbachs, dem damals in Paris lebenden Ingenieur Roman Abt, bekannt, und dieser ersann dann auf Schneiders Anregung sein hinfort für zahlreiche Gebirgsbahnen vorbildlich gewordenes System.

Bei der am 3. August auf einem Teil der herrlichen Bahn unternommenen festlichen Rundfahrt kam dem Beschauer eindringlichst zum Bewußtsein, welch einen tief greifenden und segensreichen Einfluß der Bau dieser ersten Eisenbahn gemischten Betriebes auf die industrielle Entwicklung des Harzgebirges ausgeübt hat. Die romantischen Täler, deren Bewohner vor dem Bau dieser Harzbahn dem wirtschaftlichen Ruin entgegengingen, weisen jetzt zahlreiche lohnende Erwerbzweige und blühende Industriestätten auf. Die Stadt Blankenburg a. H. ist in der Zwischenzeit in ihrer Einwohnerzahl auf fast das Dreifache gestiegen. Mit allseitiger Befriedigung wurden daher bei dem am 2. August in Blankenburg abgehaltenen Festessen die Worte des Bürgermeisters Zerbst aufgenommen, mit denen er dem aus Luzern herbeigeeilten Herrn Roman Abt die Mitteilung machte, daß die schöne Harzstadt neben einer »Albert Schneider-Straße« nunmehr auch eine »Roman Abt-Straße« haben werde. M. G.

Dr. Paul Heyl von der Philadelphia Central High School hat durch Versuche nachgewiesen, daß **sichtbare und unsichtbare Lichtstrahlen dieselbe Fortpflanzungsgeschwindigkeit** haben. Er hat damit den Uriah A. Boyden-Preis von 1000 Dollar gewonnen, der im Franklin Institute seit 1859 niedergelegt ist. Das Preisausschreiben ist in den letzten 48 Jahren in jeder Monatausgabe des Journal of the Franklin Institute veröffentlicht worden, und trotz vielfacher Bemühungen hatte bis jetzt niemand eine den Bedingungen genügende Lösung gefunden. Das Verfahren, nach dem Dr. Heyl arbeitete, ist sinnreich und einfach, wenn auch die Versuche eine Dauer von etwa zwei Jahren beansprucht haben. Er hat nämlich das in die Spektralfarben zerlegte Licht des Sternes Algol photographiert, und zwar die über das Ende des Spektrums hinaus liegenden unsichtbaren ultravioletten Strahlen. Die Photographien wurden je in halbstündigen Zwischenräumen während 6 Stunden aufgenommen, welche Zeit der Periode der Lichtschwankungen des Sternes entspricht. Es stellte sich heraus, daß die Intensität der von den dunkeln Strahlen entnommenen Photographien gemäß der Lichtintensität des Sternes schwankte, womit der in dem Ausschreiben verlangte Beweis geliefert war. (Machinery vom August 1907)

Das neueste **Turbinen-Torpedoboot** der deutschen Marine: **G 137**, hat bei den **Probefahrten**, die kürzlich an der Neukruger Doppelmeile stattgefunden haben, außerordentlich günstige Ergebnisse gezeigt. Das Boot, von der Germania-Werft in Kiel erbaut und von der »Turbinia«, Deutsche Parsons-Marine-A.-G., mit Brown-Boveri-Parsons-Turbinen ausgerüstet, sollte der Bestellung gemäß etwa 565 t Wasserverdrängung erhalten. Das Gewicht hat sich nun zwar bei der Ausführung um rd. 5 vH erhöht,

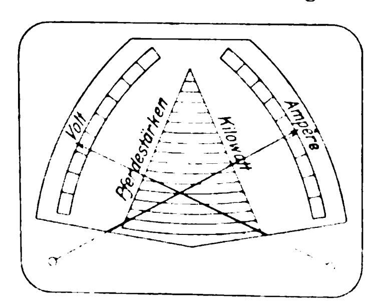
die Geschwindigkeit hat aber trotzdem die verlangte von 30 Knoten um fast 4 Knoten übertroffen. Bei nicht günstigem Wetter sind 33,9 Knoten Höchstgeschwindigkeit an der Doppelmeile und während einer dreistündigen forcierten Probefahrt 33,08 Knoten dauernd erreicht worden. Die Leistung der Maschinen für alle drei Wellen ist bei der dreistündigen Fahrt auf 13 000 PS_i berechnet worden; der Dampfverbrauch hat hierbei einschließlich der Hülfsmaschinen usw. rd. 13 t/st oder 1 kg/PS_i-st betragen. Infolge der bei der Kesselanlage neu eingeführten Speisewasservorwärmung sind auch in diesem Teile der Schiffsausrüstung gute Erfolge erzielt worden, indem eine um 20 vH größere Dampfmenge als verlangt geliefert worden ist. Für die Rückwärtsfahrt war eine Geschwindigkeit von 15 Knoten verlangt, die bei der Probefahrt trotz starken Gegenwindes und grober See ebenfalls um 1,9 Knoten übertroffen worden ist.

Das letzte bei der **Vulcan-Werft** bestellte Turbinen-Torpedoboot der deutschen Marine: V 161, wird wiederum eine größere Wasserverdrängung und, da es ebenso schnell wie die G-Boote laufen soll, auch eine stärkere Maschinenanlage erhalten. Die Turbinen für dieses Boot werden von der **Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft** gebaut und arbeiten auf zwei Wellen, ohne daß Hoch- und Niederdruckräder auf verschiedenen Wellen sitzend hintereinander geschaltet werden.

Eine **elektrische Lokomotive** mit der ungewöhnlich großen Leistung **von 4000 PS** ist von der Westinghouse Electric and Mfg. Co. in Pittsburg fertiggestellt worden. Sie soll den Bedingungen entsprechen, die der Betrieb der Tunnel der Pennsylvania-Eisenbahn[1] unter New York City stellen wird. Hier wird von den Lokomotiven eine ungewöhnliche Leistungsfähigkeit verlangt werden, damit auf den Steigungen an den Tunnelausgängen möglichst hohe Geschwindigkeiten aufrecht erhalten werden können. Bei den vorläufigen Versuchen wurde die Lokomotive mit einphasigem Wechselstrom von 11 000 V Spannung gespeist. (Engineering News vom 1. August 1907)

In bezug auf die **Anzahl der im Betrieb befindlichen Motorfahrzeuge** ist **England** den Haupterzeugungsstätten Frankreich und Deutschland weit voraus. Ende Juni d. J. sind in England 119 618 Motorfahrzeuge (61 617 Vergnügungswagen, 4124 Lastwagen, 53 877 Motorfahrräder) gezählt worden. Demgegenüber hatte Frankreich zu Anfang d. J. nur 50 091 Motorfahrzeuge (17 358 Vergnügungswagen, 8904 Last- und andre Nutzwagen, 23 829 Motorfahrräder) und Deutschland 27 076 (10 115 Vergnügungswagen, 1007 Lastwagen und 15 954 Motorfahrräder). (The vom Engineer 16. August 1907)

Ein **elektrisches Meßgerät** für Gleichstrom, das neben Spannung und Stromstärke auch noch die Leistung in KW und PS abzulesen gestattet, wird von der **H. W. John-Marville Co.** in New York hergestellt. Es besteht aus einem einfachen Spannungs- und Strommesser, s. die Figur, deren auf getrennten Einteilungen spielende Zeiger einander über-



kreuzen. Durch den Kreuzpunkt der Zeiger wird auf einer weiteren Einteilung das Produkt aus den Anzeigen in KW und PS festgelegt. Erheblicher Bedarf nach einem solchen Gerät hat sich in Gleichstromwerken allerdings nicht gezeigt, da man im Betriebe mit der Beobachtung des Strommessers für die Belastung bisher recht gut ausgekommen ist. (Schweizer. Bauztg. vom 3. Aug. 1907)

Versuche mit einem **durch Druckluft betriebenen Unterwassersignal,** die gegen Ende des vorigen Jahres auf dem Mersey-Fluß angestellt worden sind, haben sehr günstige Ergebnisse geliefert. Die an dem Nordwest-Leuchtschiff angebrachte Glocke wurde 6 m unter Wasser aufgehängt und in Zeiträumen von 4 bis 6 sk angeschlagen. Das Signal ist auf 6,4 km Entfernung 1,2 m unterhalb der Wasserlinie ohne besondere Empfängereinrichtungen gehört worden, während man auf Schiffen, die mit Empfängern versehen waren, die Glockentöne selbst bei voller Fahrt auf rd. 15 km deutlich hören konnte. Infolge dieser Ergebnisse werden Glockensignale auf dem genannten und auf dem Bar-Leuchtschiff im Mersey angebracht werden. Die meisten größeren Schiffe (im Mai 1907 waren es 209) sind bereits mit Empfängern für Unterwassersignale ausgerüstet, namentlich auch die beiden neuen Cunard-Dampfer »Mauretania« und »Lusitania« sowie die königlichen Jachten »Victoria and Albert« und »Hohenzollern«. (Engineer 16. August 1907)

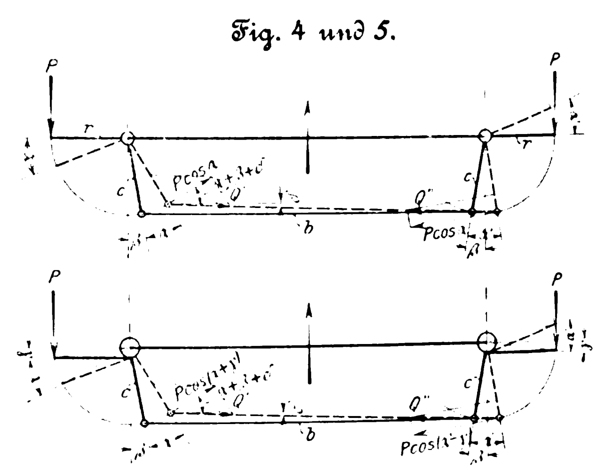
[1] s. Z. 1905 S. 1729.

Durch eine Entscheidung vom 25. September 1906 hat das Reichsgericht endgültig festgestellt, **daß illustrierte Preiskataloge gegen Nachdruck strafrechtlich** geschützt sind. § 1 Ziffer 3 des Reichsgesetzes, betreffend das Urheberrecht an Werken der Literatur und der Tonkunst vom 19. Juni 1901, bestimmt, daß die Urheber von Abbildungen wissenschaftlicher oder technischer Art, die nicht ihrem Hauptzweck nach als Kunstwerke zu betrachten sind, nach Maßgabe dieses Gesetzes geschützt werden sollen. Im vorliegenden Fall, wo es sich um den Nachdruck von fünf Reihen von Figuren aus dem Katalog eines Brunnenfabrikanten handelte, ist festgestellt worden, daß die Figuren eine selbständige geistige Arbeit verraten und auch die den Figuren beigefügten Texte als Schriftwerke im Sinne des Gesetzes anzusehen seien. Es ist betont, daß die mit dem Katalog beabsichtigte Reklame das Vorhandensein einer selbständigen geistigen Arbeit nicht ausschließt. Das Urteil bemerkt ferner, dem Angeklagten sei keineswegs die Befugnis abgesprochen, die von ihm hergestellten Maschinen abzubilden, selbst wenn sie mit den Maschinen des Strafklägers übereinstimmten, wohl aber das Recht, des letzteren Abbildungen zu vervielfältigen, namentlich, um die eigene Abbildung seiner Maschinen zu sparen. (Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 15. August 1907)

Berichtigung.

Durch ein Versehen sind in dem Aufsatz »Steuerung und Lenkzapfen von Motorwagen« die auf S. 752/53 dieses Jahrganges enthaltenen Figuren fehlerhaft wiedergegeben worden; sie werden durch die nebenstehenden Figuren berichtigt.

Fig. 4 und 5.



Das wesentlichste Ergebnis der Betrachtung wird aber dadurch nicht geändert, obzwar die Beweisführung anders erfolgen muß. Um nämlich zu bestimmen, welche von den beiden in Fig. 4 und 5 abgebildeten Anordnungen beim Lenken stabil und welche labil ist, muß man die Seitenkräfte Q' und Q'' bestimmen, die vom linken und vom rechten Rade her in die Verbindungsstange b der Lenkhebel c gelangen. Für die Anordnung gemäß Fig. 4 ist

$$Q' = \frac{P \cos \alpha}{\cos(\alpha + \beta + \delta)}, \qquad Q'' = \frac{P \cos \alpha'}{\cos(\alpha' - \beta + \delta)},$$

während sich für die Anordnung gemäß Fig. 5 ergibt:

$$Q' = \frac{P \cos(\alpha + \gamma)}{\cos(\alpha + \beta + \delta)} \quad \text{und} \quad Q'' = \frac{P \cos(\alpha' - \gamma)}{\cos(\alpha' - \beta + \delta)}.$$

Nimmt man $\beta = 10^0$, $\gamma = 15^0$ an, so ist bei beiden Anordnungen

für $\alpha = 20^0$: $\alpha' = 19^0$, $\delta = 2^0$

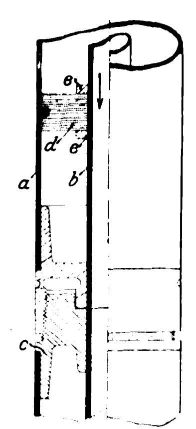
und » $\alpha = 10^0$: α' etwas kleiner als 10^0, $\delta = 1^0$.

Wenn man diese Werte in die obigen Gleichungen einsetzt, so findet man, daß bei der Anordnung nach Fig. 4 für beide Werte von α $Q' > Q''$ ist. Die Steuerung hat also das Bestreben, noch weiter nach links umzuschlagen, sie ist daher **labil**. Dagegen findet sich bei der Anordnung nach Fig. 5 für beide Werte von α $Q' < Q''$. Diese Anordnung ist also im Sinne der obigen Darlegung **stabil**.

Patentbericht.

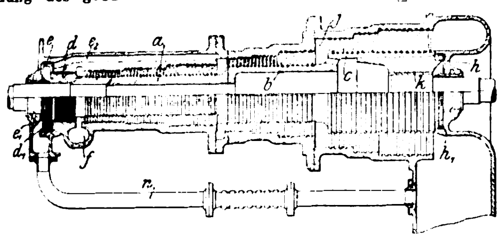
Kl. 5. Nr. 185833. Exzentrischer Bohrmeißel. Ph. Schlosser, Bustenari (Rumän.). Die schmalere Meißelfläche *b* ist so verstärkt, daß sie dasselbe Gewicht hat wie die breitere Meißelhälfte *a*. Durch diesen Gewichtausgleich soll jede Abweichung von der Schwerpunktachse vermieden und ein sicheres Erweitern des Bohrloches auch im härtesten Gebirge gewährleistet werden.



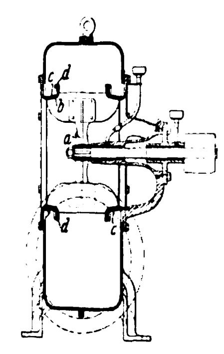


Kl. 5. Nr. 186081. Tiefbohrgestänge. Dominik Gembarzewski, Szczucin (Galizien). Das Gestänge ist aus zwei mit Zwischenraum gleichachsig ineinander befestigten Rohren *a* und *b* zusammengesetzt, von denen das innere zur Zuführung des Spülwassers dient, während der luftdicht abgeschlossene Hohlraum zwischen beiden zum Ausgleich des Gestängegewichtes nutzbar gemacht ist. Das Gestänge besteht aus einzelnen Rohrstücken, die durch Muffen *c* luftdicht miteinander verbunden sind. Ringe *d*, die durch Stellringe *e* gehalten werden, erhöhen die Steifheit des Bohrgestänges.

Kl. 14. Nr. 182822. Achsendruckausgleich bei Turbinen. H. F. Fullager, Newcastle-on-Tyne (Engl.). Die größte (dritte) Stufe des Ausgleich-Stufenkolbens *de* ist durch einen besondern Kolben *h* am Auspuffende ersetzt, um die namentlich durch Wasseransammlung in den Labyrinthdichtungen d_1, e_1, h_1 verursachten Reibungsverluste durch Vermeidung des großen Durchmessers der dritten Stufe möglichst zu

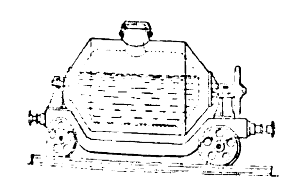


vermindern. Während die Stufen *d*, *e* rechts von *f* her unter Hochdruck, von c_2 her unter Mitteldruck, links durch das Rohr *n* unter Auspuffdruck stehen und somit die Stufen *a*, *b* der Turbine entlasten, steht der Kolben *h* rechts von *j* her durch Kanäle *k* der Trommel unter Niederdruck, links unmittelbar unter Auspuffdruck und entlastet die größte Stufe *c*. In einer Abänderung ist *h* links von *d*, *e* in einer besondern Kammer angebracht.



Kl. 27. Nr. 185764. Spaltdichtung für Kreiselgebläse. James Keith, London. Die das Schaufelrad *a* seitlich begrenzenden Wände *b* legen sich möglichst dicht an die feststehenden Sammelkanäle *c* für die rückstauende Luft an und übergreifen sie dicht abschließend mit einem Flansch *d*. Hierdurch soll ein Rücktritt der bereits verdichteten Luft in den Saugraum des Gebläses verhindert werden.

Kl. 18. Nr. 183314. Verfahren zum Vergießen von Roheisen erster Schmelzung zu Gußwaren. F. J. Fritz, Düsseldorf. Der für das unmittelbare Vergießen zu Gußwaren zu hohe Kohlenstoffgehalt des dem Hochofen entnommenen flüssigen Roheisens wird in einem geschlossenen, mit kleiner verschließbarer Oeffnung versehenen kippbaren Gefäß von eiförmiger oder ähnlicher Gestalt durch Zusatz sauerstoffreicher Eisenerze und Einblasen kalter oder heißer Luft so weit verringert, daß das Roheisen unmittelbar nach dieser Behandlung zu Gußwaren vergossen werden kann.



Kl. 14. Nr. 181121 (Zusatz zu Nr. 170536, Z. 1906 S. 1887). Freistrahlturbine. Dr.-Ing. O. Recke, Rheydt (Rhld.). Bei der Ausführungsform des Hauptpatentes, deren Dampfkanäle zur stoß- und wirbelfreien Hindurchleitung eines Freistrahles von den Enden nach der Mitte hin nicht nur der Höhe, sondern auch der Breite nach gesetzmäßig verengt sind, bestimmt man die Kanalform, um die Massenherstellung der Schaufeln zu vereinfachen, in folgender Weise: Die Mittellinie des Kanales, Sinuslinie *s*, Fig. 1, wird mit ihrer Scheitelnormale *n* nicht parallel, sondern schräg zu den Stirnflächen des Rades gestellt. Dann werden zwei Aequidistanten a, a_0 zu *s* gezeichnet und eine der Aequidistanten, a_0, längs der Normalen *n* verschoben, bis die kleinste Kanalbreite *b* erreicht ist. Da aber hierbei wegen der Schräglage von *n* die Teilungen t_1, t auf beiden Seiten verschieden ausfallen, wird a_0 noch etwas seitwärts von *n* nach a_1 verschoben, bis $t_1 = t_2$ ist, wobei die Eintrittbreite b_1 größer als die Austrittbreite b_2 wird. Die gesetzmäßige Ab- und Zunahme des Kanalquerschnittes nach der Theorie des Hauptpatentes wird durch Aenderung der Höhe

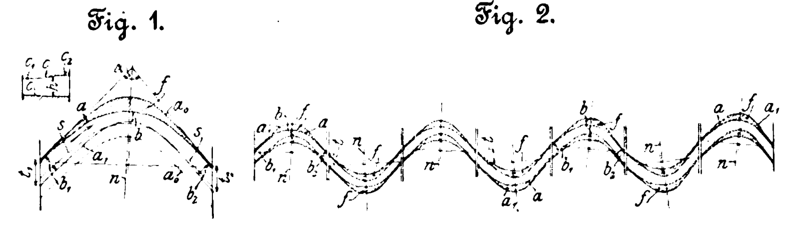
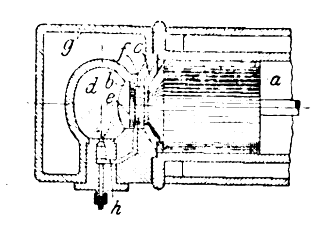


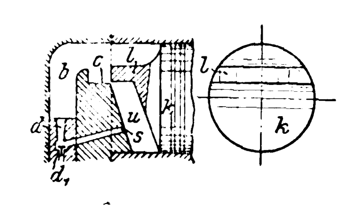
Fig. 1. Fig. 2.

h (Nebenfigur) erreicht, wobei *h* zum Ausgleich der verengten Breite b_2 am Austritt größer als am Eintritt wird und die Enden c_1, c_2 der Begrenzungen *c* parallel laufen, um den Freistrahl stoßfrei zu empfangen und ihn als solchen wieder zu entlassen. Für sämtliche Lauf- und Leiträder der Turbine, Fig. 2, wird dieselbe Mittellinie *s* mit demselben Scheitelwinkel *u*, Fig. 2, und denselben Aequidistanten a, a_1 benutzt, so daß alle Schaufeln *f* dieselben Begrenzungen a, a_1 haben und somit auf einer und derselben Werkzeugmaschine bearbeitet werden können; die Räder unterscheiden sich nur durch verschiedene Neigung der Scheitelnormalen *n*, die bei den Laufrädern nach einer, bei den Leiträdern nach der andern Seite zunimmt, durch verschiedene Teilungen *t* und verschiedenen Verlauf der Breiten $b_1 b b_2$ und Höhen *h* gemäß Abnahme der Dampfgeschwindigkeit.

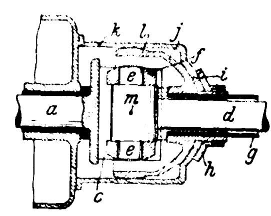
Kl. 46. Nr. 182767. Bremskraftmaschine. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Nachdem beim Verdichtungshube des Kolbens *a* die Kante *e* des Kolbenansatzes *b* über die Kante *f* des Zylinderkopfes *g* hinweggegangen ist, sind die Zylinderräume *c* und *d* ohne jede Verbindung, worauf die Luft in *c* wesentlich stärker als die in *d* verdichtet wird. Erst nachdem der Ueberdruck eine genügende Größe erreicht hat, wird die Verbindung durch die Einschnürung *f* geöffnet und der in den Kanal *h* eingeführte Brennstoff schnell und vollkommen zerstäubt.



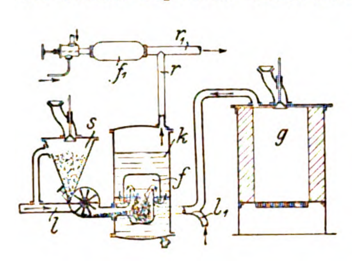
Kl. 46. Nr. 182528. Brennkraftmaschine. Süddeutsche Diskonto-Gesellschaft A.-G., Mannheim. Eine bis an die Zylinderfläche reichende Scheidewand *l* am Kolben *k* trennt im Verein mit einer festen Fläche *c* kurz vor dem Ende des Verdichtungshubes den Verdichtungsraum in zwei Teile *b*, *u* von ungleichem Verdichtungsgrad, und die in *u* stärker verdichtete Luft strömt durch *s* und spritzt den durch das Ventil d_1 eingeführten Brennstoff durch die Düse *d* in die Luft des Brennraumes *b*. Die äußere gewölbte Fläche von *l* kann bei Zweitaktmaschinen zur Ablenkung der Spülluft dienen. Der Patentschutz erstreckt sich noch über eine größere Anzahl von Formänderungen.



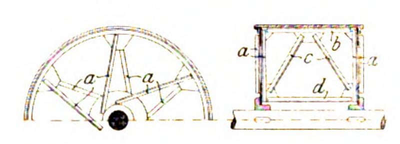
Kl. 47. Nr. 182417. Einkapselung von Kreuzgelenken. Adler-Fahrradwerke vorm. H. Kleyer, Frankfurt a. M. Die Welle *d* des Kreuzgelenkes *acfed*, die durch Drehung um die Zapfen *e* und durch Drehung der Lager- und Gleitstücke *f* zwischen zwei parallelen Ebenen *c* schräg gestellt werden kann, ist von einem Hüllrohr *g* umgeben, auf dem zwei Kugelabschnitte *h*, *j* befestigt sind, die den am Gestell sitzenden Kugelabschnitt *i* von außen und innen umfassen, so daß Längskräfte durch die Teile *g*, *h*, *j*, *i* auf das Gestell übertragen werden, ohne daß sie auf das Kreuzgelenk wirken. Der Kugelabschnitt *h* ist gegen *i* und *j* einstellbar; *j* umgreift das Kreuzgelenk und stützt sich mit einem Kugelwulst *l* auf den Hohlzylinder *k*, um das Durchhängen des Kreuzgelenkes zu verhindern; *m* ist gemeinsamer Mittelpunkt.



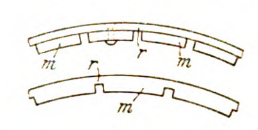
Kl. 46. Nr. 182839. Treibmittel für Gasturbinen. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Ein von r kommendes gesättigtes Gasdampfgemisch mischt sich mit den von r_1 kommenden heißen Feuergasen und wird als hoch überhitztes und hoch gespanntes Treibmittel der Turbine zugeführt. Beide Ströme r, r_1 können derselben Feuerung entstammen, von deren Feuergasen ein regelbarer Teil durch Wasser geleitet wird und sich mit selbsterzeugtem Wasserdampf sättigt, während der andre ungekühlte Teil zur Ueberhitzung dient; in diesem Falle darf der Brennstoff keine der Turbine schädliche Asche ergeben. Oder es wird zur Verwendung minderwertiger Brennstoffe eine Kohlenstaubfeuerung $s\,l\,f$ benutzt, oder es wird vom Gaserzeuger g kommendes, bei l_1 mit Druckluft gemischtes Gas in f verbrannt, so daß die durch das Wasser des Kessels k streichenden Gase die mitgerissene Asche zu Boden fallen lassen. Der in der Feuerung f_1 erzeugte heiße Gasstrom muß aus aschenfreiem Brennstoff erzeugt werden.



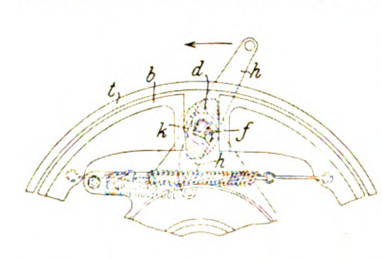
Kl. 47. Nr. 182711. Seiltrommel. O. Kammerer, Charlottenburg. Die Speichen bilden ein räumliches Fachwerk mit Oberbalken b zur Stützung des Kranzes, Längsstreben c, Unterbalken d und Querstreben a, die die Nabe berühren, so daß in allen Gliedern nur Zug- und Druckbeanspruchungen und keinerlei Biegungsbeanspruchungen entstehen.



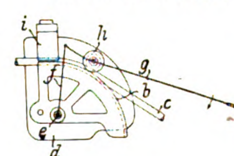
Kl. 47. Nr. 182483 (Zusatz zu Nr. 181305). **Riemenscheibe.** Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Berlin. Der (radial verschiebliche) Kranz r wird bei schnellem Laufe durch die Fliehkraft nach außen gedrückt, so daß der Riemen immer fest aufliegt. Um diese Wirkung zu verstärken, bringt man an der Innenseite Massen m an, die am Kranze befestigt werden oder mit ihm ein Stück bilden.



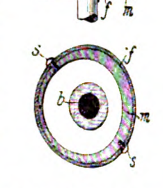
Kl. 47. Nr. 182744. Bremse. Cie. Belge de Construction d'Automobiles Usines »Pipe« und O. Pfänder, Cureghem-Brüssel. Der Daumen d, der bei Linksdrehung die Bremsbacken b auseinander und an die Bremstrommel t drückt, ist auf dem Vierkant k der Welle des Hebels h verschieblich, so daß er bei ungleicher Abnutzung oder Einstellung der Bremsbacken zunächst eine Backe an t drückt, dann sich auf k verschiebt und die andre Backe andrückt, wonach beide Backen gleichmäßig angedrückt werden. Federn f halten den Daumen nach Ausrücken der Bremse in der Mittellage.



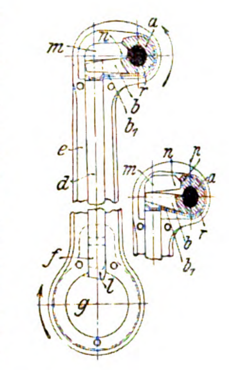
Kl. 49. Nr. 185692. Rohrbiegevorrichtung. Ari Rülf, Brüssel. Der Drehpunkt e des Gelenkhebel fg, an dem die profilierte Druckrolle h sitzt, fällt nicht wie bisher mit dem Krümmungsmittelpunkt d des Formstückbogens b zusammen, sondern liegt exzentrisch dazu, wodurch eine gedrungenere Gestalt der ganzen Vorrichtung erzielt wird. Das Rohr c wird mittels der Klemmbacke i eingespannt und durch Niederdrücken des Handhebels g gebogen.



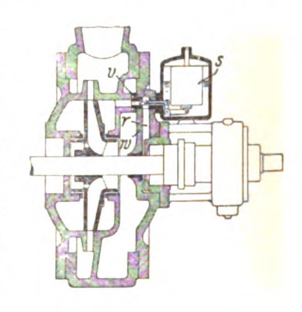
Kl. 47. Nr. 182097. Ausgleich umlaufender Massen. J. van Vorst Booraem, New York (V. St. A.). Zu beiden Seiten eines auf der Welle b sitzenden auszugleichenden Massenkörpers werden gefäßförmige Scheiben f befestigt. In diese bringt man eine halbflüssige bildsame Masse m, die die Fähigkeit zu erstarren besitzt (Zement mit Sand und Wasser), und setzt die Welle b in schnelle Umdrehung. Die Masse stellt sich dann selbsttätig so ein, daß der Schwerpunkt in die Drehachse fällt und diese eine freie Achse wird; die Drehung wird bis zur Erhärtung fortgesetzt. Ein Uebermaß von Feuchtigkeit kann durch poröse Stoffe in den Wandungen ausgeschleudert werden. Vorher eingesetzte Schrauben s halten die erstarrte Masse in ihrer Lage fest.



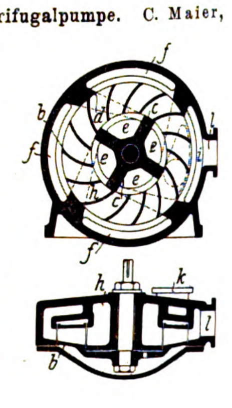
Kl. 46. Nr. 184062. Sicherheits-Andrehkurbel. F. Oßberger, Thalmässing (Bayern). Die Kurbelhülse a ist mit dem Kurbelzapfen r durch eine (nicht dargestellte) Feder verbunden, die die Mitnehmerstange d stets ausgerückt erhält (Nebenfigur). Dreht man die Kurbel e rechtsum, so wird die in der Hand festgehaltene Hülse a auf r linksum gedreht, bis der Arm b mittels der Feder b_1 die Stange d mit ihrem verbreiterten Ende f in die Lücke l gedrückt hat und die Welle g mitnimmt, wobei die Hand des Drehenden auf der Hülse a gleitet und deren Nase p den Eingriff sichert. Falls eine Frühzündung die Welle g samt e zurückschleudert, wird a auf r rechtsum gedreht, und der Arm b, als ein auf den Ansatz m wirkender Wälzhebel mit kleinem Hebelarm beginnend, hebt d sicher und schnell aus.



Kl. 59. Nr. 185259. Drehstopfbüchse für schnellaufende Umlaufpumpen. C. Enke, Schkeuditz. Zur Entlastung der Stopfbüchse ist diese durch eine Wand w vom Saugraum getrennt und der so entstandene Hohlraum r durch ein kleines Ventil v mit dem Druckraum so verbunden, daß im Raume r nur ein geringer Ueberdruck entstehen kann. Das Ventil v ist zu seiner selbsttätigen Einstellung mit einem Schwimmer s oder einer Membran gelenkig verbunden, wodurch seine Oeffnung von der regelbaren Stellung des Schwimmers oder der Membran abhängig ist.



Kl. 59. Nr. 185261. Mehrstufige Zentrifugalpumpe. C. Maier, Stokaberg-Schaffhausen (Schweiz). Die Einströmkammer und die Ausströmkammer sind durch Scheidewände c bezw. d in mehrere Räume e bezw. f geteilt; diese Scheidewände sind von solcher Stärke, daß jeder Schaufelkanal des Laufrades b beim Uebergang in eine andre Stufe vorübergehend beiderseitig ganz oder doch zum größeren Teil verschlossen ist. Ferner sind die einzelnen Kammern e bezw. f durch Umleitkanäle h so miteinander verbunden, daß ein fortlaufender Kanal entsteht, der bei der ersten Einströmkammer, die an die Saugleitung k angeschlossen ist, beginnt und in der letzten Ausströmkammer i, die mit der Druckleitung l verbunden ist, endet.



Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **dreiundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

G. Schlesinger: Versuche über die Leistung von Schmirgel- und Karborundumscheiben bei Wasserzuführung.

Der Preis jedes Heftes ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 36. **Sonnabend, den 7. September 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses.[1]

Von **A. Nägel**, Dresden.

Die Versuche, über die im folgenden berichtet werden soll, sind während der Jahre 1905 und 1906 im Maschinenlaboratorium B[2]) der Kgl. Sächsischen Technischen Hochschule zu Dresden ausgeführt worden. Ihr Zweck bestand darin, den Einfluß zu ermitteln, den das Verhältnis der Mischung zwischen Luft und Gas auf den Vorgang in der Gasmaschine ausübt. Die Anregung dazu wurde durch die günstige Erfahrung mit einer Vorrichtung gegeben, die unter dem Einfluß der Luft- und Gasuhrwelle die jeweiligen Werte für das Mischungsverhältnis und den stündlichen Gasverbrauch unmittelbar anzeigt.

Die Versuchseinrichtung.

Die Versuche sind sämtlich an einer 8 PS-Körting-Maschine (Klasse M) vorgenommen worden. Die einfachwirkende Viertaktmaschine[3]), an der bereits Herberg seine »Untersuchungen über die Exponenten der Ausdehnungslinie im Gasmotorendiagramm«[4]) angestellt hat, hat 175 mm Zylinderbohrung und 342 mm Hub. Sie arbeitet normal mit 220 Uml./min und kann mit gasförmigen und mit flüssigen Brennstoffen betrieben werden. Für diesen Bericht sollen nur Versuche mit gasförmigen Brennstoffen Verwendung finden, da sich herausgestellt hat, daß sich die Maschine bei gasförmigen Brennstoffen auf bestimmte Bedingungen mit unvergleichlich höherer Sicherheit und Leichtigkeit einstellen läßt als bei flüssigen Brennstoffen, für deren Anwendung zu wissenschaftlichen Versuchen sie sich ihrer ganzen Bauart nach weniger eignet.

Die Eigenart der Maschine besteht in der Konstruktion des Mischventiles und in der Anwendung der Gemisch-Drosselklappe zur Beeinflussung der Umlaufzahl.

Das Mischventil ist vollkommen selbsttätig. Je nach dem Heizwert des Gases werden verschiedene Mischventile in Anwendung gebracht, deren Querschnitte dem jeweilig erforderlichen Mischungsverhältnis zwischen Luft und Gas angepaßt sind. Bei den zu beschreibenden Versuchen wurden diejenigen Mischventile gebraucht, die dem Betriebe mit Leuchtgas, Wassergas und Generatorgas entsprechen.

[1]) Auszug aus einem Bericht, der im vollen Umfang in den »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« veröffentlicht werden wird.

[2]) Z. 1905 S. 850 u. f.

[3]) Schöttler, Die Gasmaschine, S. 57 und 74, Taf. XVI Fig. 103.

[4]) Die Gasmotorentechnik, 3 Jahrg. Nr 8 S. 117.

Der Kompressionsraum V_k kann bei gleichbleibendem Hubraum V in weiten Grenzen verändert werden. Hierzu ist die Pleuelstange am Kurbelzapfenkopf mit herausnehmbaren Zwischenlagen versehen, deren zwei Stücke gleicher Baulänge vorhanden sind. Außerdem kann auf den Kolbenboden eine Aufsatzplatte geschraubt werden. Mit diesen Mitteln lassen sich 6 Stufen des Kompressionsverhältnisses ε erzielen, welche zwischen $\varepsilon = 3{,}63$ und $\varepsilon = 8{,}16$ liegen.

Die Ladung wird mittels Abreißfunkens zentral am hinteren Ende des Kompressionsraumes entzündet. Leider besitzt die Maschine keine vollkommene Einrichtung zur Verstellung des Zündzeitpunktes.

Der Wassermantel des Zylinders besteht aus zwei völlig getrennten Räumen, indem sowohl der Zylinderkopf als auch der vom Kolbenboden bestrichene Hubraum seinen besondern Wasserraum hat. Diesem Umstande muß die später zu beschreibende Messung der Mengen und Temperaturen des Kühlwassers Rechnung tragen, insofern zwischen der Zylinderkopfkühlung und der Zylindermantelkühlung unterschieden wird.

Das Schwungrad ist verhältnismäßig schwer und sichert auch bei niedrigen Umlaufzahlen einen genügend gleichförmigen Gang.

Zur Versuchsanlage im Sinne der vorliegenden Arbeit gehört auch die Gasglocke[1]), welcher die Maschine bei jedem Versuche das Gas entnahm. Je nach der Art des Versuches wurde die Glocke mit Leuchtgas aus dem städtischen Leitungsnetz oder mit Generatorgas gefüllt, das in der Gasgeneratoranlage des Laboratoriums unter Verwendung von Kohlscheider Anthrazit erzeugt wurde. Um sicher zu sein, daß das Gas in der Glocke an allen Stellen die gleiche Zusammensetzung hatte, ließ man es mindestens 12 st in der Glocke stehen, bevor zum Versuch geschritten wurde. Erst bei den letzten Versuchen (von Versuch 150 ab) war man des Zweifels an der Gleichartigkeit des Glockeninhaltes überhoben, nachdem an der Decke der Gasglocke ein elektrisch angetriebenes Flügelrad angebracht worden war, mit dem man schnell und sicher den Gasinhalt durcheinander mischen konnte. Zur Sicherheit arbeitete dieses Flügelrad auch während der Versuche selbst.

Die Gasglocke hat etwa 50 cbm Inhalt; ihr Gewicht verleiht dem Gas einen Ueberdruck von 45 bis 65 mm Wasser-

[1]) Z. 1905 S. 852 Fig 26.

säule, je nach der Größe der Gegengewichte, die sich durch Auflegen oder Abnehmen von Gußeisenplatten in dem durch die Gasdruckgrenzen gegebenen Bereich verändern läßt.

Die Meßgeräte.

Der Anwendung und Ausbildung möglichst vollkommener Meßverfahren wurde besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Die gesamte Versuchsanordnung zeigt Fig. 1, in deren Vordergrund sich die Körting-Maschine befindet. Rechts hinten stehen die Gas- und Luftuhren, vor denen oben an der Wand der Gummibeutel zum Ausgleich der Gasdruckschwankungen angebracht ist. Unter ihm befindet sich das Druckausgleichgefäß für die Luftleitung. Links unter dem vordersten Fenster stehen die Geräte zur Kühlwassermessung.

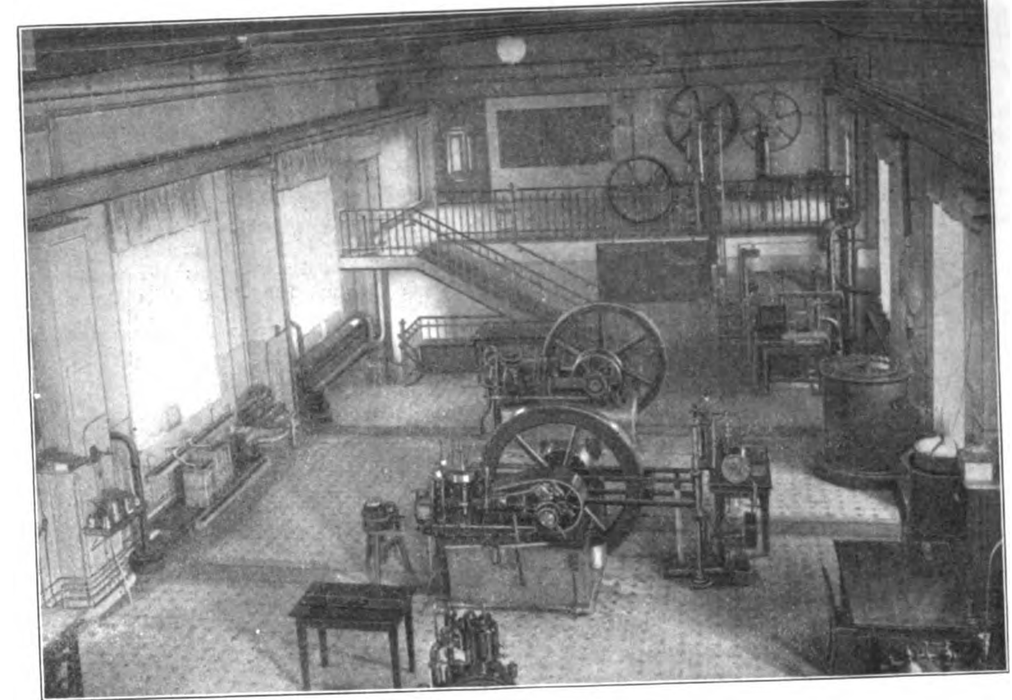


Fig. 1

Kleinmotorenraum des Maschinenlaboratoriums B.

Zur Zeitmessung dienten stets die Sekundenuhren des Instituts, die von einer astronomischen Normaluhr mit Riefler-Pendel elektrisch abgeleitet werden[1]). Eine der tragbaren Sekundenuhren war unmittelbar neben dem Umlaufzähler aufgestellt, eine zweite über den Gefäßen zur Messung des Kühlwassers, so daß der Beobachter zugleich das Meßgerät und die Uhr in seinem Gesichtsfelde hatte, ohne den Kopf bewegen zu müssen. Hierdurch müssen die Fehler der Zeitablesung unter allen Umständen kleiner als 1 sk gemacht werden können.

Gas und Luft werden durch nasse Gasuhren aus der Fabrik von Julius Pintsch, Berlin, gemessen. Für die Gasmessung werden je nach der Höhe des Gasverbrauches verschieden große Uhren angewendet. Zum Druckausgleich in der Luftansaugeleitung dient ein stehendes, zylindrisches Blechgefäß von 1 m Dmr. und 1,2 m Höhe, das zwischen Luftuhr und Maschine eingeschaltet ist. In dieses Gefäß hängen vom Deckel herab zwei rechteckig umgrenzte Gummibeutel von solcher Größe, wie der zylindrische Gefäßraum gestattet. Das Innere der Gummibeutel steht durch je einen 80 mm weiten Stutzen mit dem Maschinenraum in Verbindung. Der durch diese Anordnung gewährte Druckausgleich ist außerordentlich vollkommen. Das Ansaugen der Luft ist der Maschine selbst überlassen, wodurch ein besonderes Zubringergebläse entbehrlich wird. Der durch das Ansaugen mittels der Luftuhr entstehende Unterdruck beträgt im Höchstfall etwa 4 mm Wassersäule, so daß diese Druckverminderung ganz bedeutungslos ist gegenüber den Schwankungen, denen der Barometerstand unterworfen ist.

Die Luft wird in die Luftuhr unmittelbar aus dem Maschinenraum angesaugt. An Eingang- und Ausgangstutzen einer jeden Uhr ist je ein dünnes Messingröhrchen angelötet. Diese Röhrchen führen zu einer Piezometergruppe, an der die herrschenden Ueber- oder Unterdrücke in Wassersäule abgelesen werden. Außerdem steckt in den beiden Stutzen jeder Uhr je ein geprüftes, in $^1/_5{}^0$ geteiltes Thermometer. Der Wasserstand der Uhren wird während der Versuche dadurch auf der am Wasserstandglas angebrachten Marke erhalten, daß fortwährend in einzelnen Tropfen Wasser zur Uhr geleitet wird, dessen Ueberschuß der Kingsche Ueberlauf abführt.

Besondere Erwähnung verdient die Ableseeinrichtung der Uhren, welche große Genauigkeit erreichen ließ. Der Umdrehungszeiger z_1, Fig. 2, jeder Uhr nimmt bei seiner Bewegung einen in der Schutzglasscheibe gelagerten Schleppzeiger z_2 mit, solange der als Lagerbüchse ausgebildete Elektromagnet e stromlos ist und infolgedessen die schwache Schraubenfeder f die beiden Zeiger z_1 und z_2 durch den Anschlag i in Verbindung hält. Wird der Elektromagnet e erregt, so wird die Ankerscheibe a angezogen, und die beiden Zeiger kommen außer Zusammenhang. Durch den remanenten Magnetismus wird der Anker a und somit der Zeiger z_2 solange in der dem Augenblick des Stromschlusses entsprechenden Stellung festgehalten, bis man an dem Griffe g den Anker abreißt und den Zeiger z_2 an den Zeiger z_1 anlehnt. Die Elektromagnete sämtlicher Uhren sind hintereinander geschaltet und werden beim Beginn von je 5 min durch eine Akkumulatorenbatterie von 5 Zellen selbsttätig erregt. Die selbsttätige Schaltung besorgt eine Kontakteinrichtung, mit der jede der tragbaren Sekundenuhren ausgestattet ist. Durch diese wird, solange der Versuch dauert, 10 sk vor dem Ende von je 5 Minuten ein lautes Glockenzeichen zur Auslösung gebracht, und im Augenblick der Vollendung dieses Zeitraumes werden unter gleichzeitiger Abgabe eines lauten Einzelglockenschlages die Schleppzeiger z_2 der Gas- und Luftuhr festgehalten. Durch diese Einrichtung war es einem Beobachter möglich, sowohl den Umlaufzähler als auch die Gas- und Luftuhren mit allen Nebengeräten auf das genaueste abzulesen, zwischendurch die Brem-

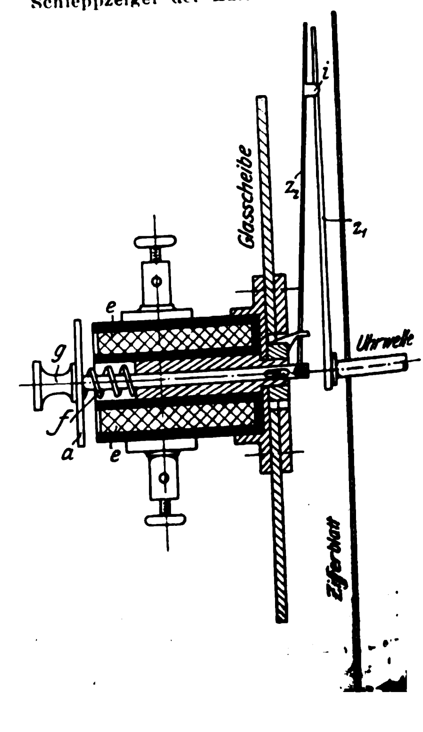


Fig. 2.

Schleppzeiger der Luft- und Gasuhren.

[1]) Die Normaluhr und die abgeleiteten Uhren hat C. Theod. Wagner, Wiesbaden, geliefert.

se zu kontrollieren und die ganze Versuchseinrichtung zu überwachen.

Zur Eichung der Gas- und Luftuhren kann durch ein besonderes Verbindungsrohr die Luftuhr hinter die Gasuhren geschaltet werden. Die Gasglocke wird zu der Eichung mit Luft gefüllt, die während der Eichung zunächst die Gasuhren, dann die Luftuhr durchfließt und am Lufthahn der Maschine ins Freie gelangt. Vor Beginn der Versuche wird das ganze Leitungsnetz innerhalb der Versuchseinrichtung auf das sorgfältigste auf Dichtheit geprüft. Als Meßvolumen dient die Gasglocke selbst; sie hat etwa 4,6 m Dmr. und 3 m Höhe. Durch sorgfältige Umfangs- und Höhenmessungen wurde ermittelt, daß das von der Gasglocke verdrängte Volumen 0,01663 h cbm beträgt, wenn h den Hub der Glocke in mm bezeichnet.

Zur Messung von h dienen Höhenmarken, welche an zwei einander gegenüber liegenden Mantellinien der Glocke in $^1/_2$ m Abstand übereinander angeordnet sind. Die eine dieser beiden Markenreihen wird mit einer Kontaktvorrichtung in Eingriff gebracht, welche in dem Augenblick, in dem eine Marke an der Kontaktstelle ankommt, einen elektrischen Strom schließt. Dieser gibt ein Glockenzeichen und hält gleichzeitig die Schleppzeiger der Gas- und Luftuhren fest. Auf das Zeichen hin wird zum Nachweis einer etwaigen schrägen Lage der Gasglocke an einer einfachen Kathetometereinrichtung der jeweilige Stand der gegenüberliegenden Marke abgelesen. Aus der gegenseitigen Höhenlage beider Markenreihen kann man ersehen, ob die Gasglocke von ihrer senkrechten Achsenlage abweicht, in welchem Falle sich h als arithmetisches Mittel der an beiden Marken beobachteten Hubwerte ergibt. Hiermit ist das von der Glocke bestrichene Volumen bestimmt. Um daraus auf die geförderte Luftmenge zu schließen, muß man den Zustand der Luft innerhalb der Gasglocke feststellen. Der absolute Druck wird an einem Wasserpiezometer unter Berücksichtigung des Barometerstandes ermittelt. Als Temperatur im Innern der Glocke wird das Mittel zwischen der Sperrwasser- und der Außentemperatur angenommen. In dieser willkürlichen Annahme liegt sicher der größte Fehler der Eichung, welcher sich seinerzeit ohne störenden Aufenthalt nicht hätte vermindern lassen.

An den Gas- und Luftuhren wurden am Ein- und Austrittstutzen ebenfalls die Temperatur und der Druck beobachtet. Das von der Gasglocke unter bekanntem Temperatur- und Druckzustand geförderte Volumen V_1 wurde auf den entsprechenden Zustand an der zu eichenden Uhr umgerechnet, wo es den Wert V_2 ergab, wobei

$$V_2 = V_1 \frac{(\vartheta_2 + 273) p_1}{(\vartheta_1 + 273) p_2}$$

ist, wenn ϑ die bezüglichen Temperaturen und p die absoluten Drücke bezeichnet. Aus dem Protokoll der Uhrbeobachtungen konnte die den einzelnen Höhenlagen der Glocke entsprechende Anzahl von Trommelumdrehungen ersehen werden; hiermit war das Gasvolumen T bestimmt, bei dessen Durchgang die Luft- bezw. Gasuhr eine Trommelumdrehung zurücklegt. Für das Trommelvolumen ergab sich als Mittelwert mehrerer Beobachtungen bei der großen Gasuhr

$T_g = 0{,}2293$ cbm

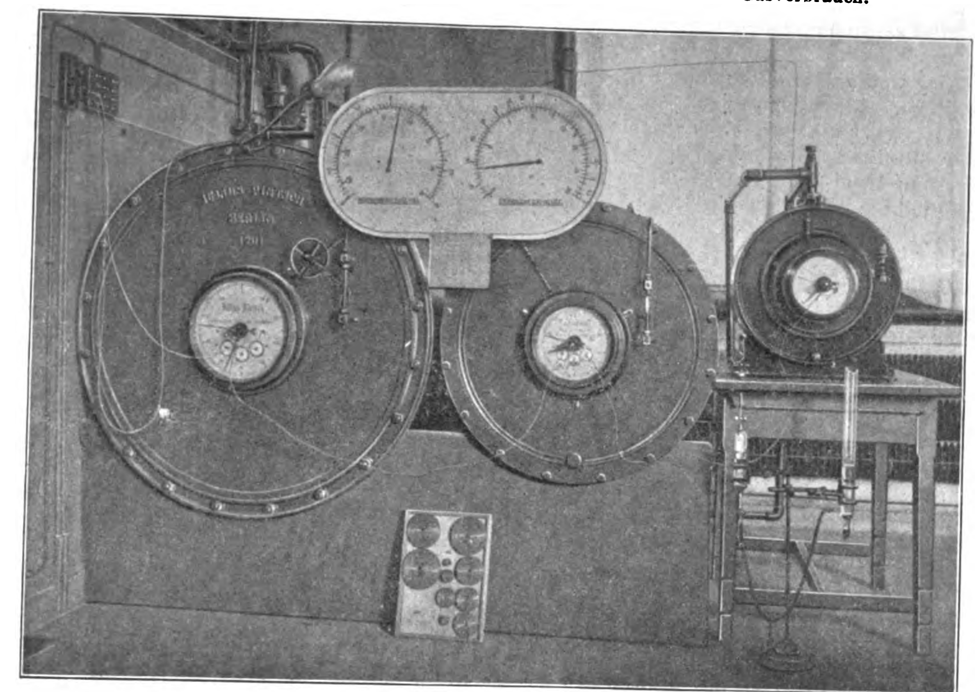
und bei der Luftuhr

$T_l = 0{,}46004$ cbm,

während von Julius Pintsch die Werte zu 0,230 und 0,460 angegeben waren.

Fig. 3.

Luft- und Gasuhren mit Anzeiger für Mischungsverhältnis und Gasverbrauch.

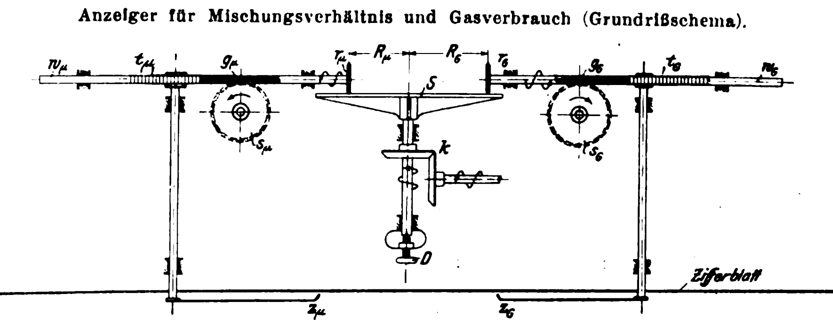


Während der Eichung war der eingangs erwähnte Anzeiger für Mischungs und Gasmengeverhältnis, Fig. 3 und 4[1]), eingeschaltet. Seine Bewegung wurde von der Gasuhr und der Luftuhr abgeleitet. Er ist oberhalb der beiden Uhren befestigt, Fig. 3, und besitzt zwei Skalensysteme und zwei Zeiger z_μ und z_G, von denen z_μ unmittelbar das jeweilige Mischungsverhältnis μ von Luft zu Gas angibt, während der andre z_G den auf die Stunde bezogenen jeweiligen Gasverbrauch in cbm anzeigt. Die Vorrichtung ist schematisch in dem Grundriß Fig. 4 dargestellt.

Die Reibscheibe S von 150 mm Dmr. ist durch einen Wellentrieb mit Kegelrädern k mit der Trommelwelle der Gasuhr zwangläufig gekuppelt. Die Scheibe S wird durch die federnd befestigte Druckschraube D gegen zwei Reibrollen r_μ und r_G gedrückt, so daß sich diese bei der Drehung von S ebenfalls drehen. Um hierbei die Schlüpfung möglichst zu verhüten, ist die Scheibe S mit einer Paragummihaut bespannt, von der die an ihrem Umfange gerauhten Rollen r ohne Gleitung mitgenommen werden. Jede Rolle r_μ und r_G ist auf einer besondern Welle w_μ und w_G befestigt, welche so gelagert sind, daß sie sich in ihrer Achsenrichtung verschieben und dadurch die Reibrollen r an jedem Halbmesser der Scheibe S arbeiten lassen können. Bei gegebener Umlaufzahl der Gasuhr und somit auch der Scheibe S ist die Umlaufzahl der Reibrollen außer von ihrem Durchmesser nur von dem Angriffhalbmesser R abhängig, in welchem sie die Scheibe S berühren. Jede der Wellen w_μ und w_G trägt

Fig. 4.

Anzeiger für Mischungsverhältnis und Gasverbrauch (Grundrißschema).



[1]) nach Zeichnung geliefert von H. Stieberitz, Dresden.

ein rechtsgängiges Gewinde g_μ und g_G, in welches je ein Schneckenrad s_μ und s_G eingreift. Bei der eingezeichneten Umdrehrichtung der Scheibe S bewegen sich die Rollen r, falls beide Schneckenräder stillstehen, durch die Gewindegänge g axial so, daß sie sich dem Mittelpunkt der Scheibe S nähern. Die Rollen r verschieben sich in axialer Richtung nicht, wenn die Schneckenräder s mit entsprechender Geschwindigkeit in der bezeichneten Richtung gedreht werden. Diese Drehung wird bei dem Schneckenrad s_μ durch die Trommelwelle der Luftuhr, bei dem Schneckenrad s_G durch ein Uhrwerk hervorgerufen, welches ihm eine gleichmäßige Winkelgeschwindigkeit erteilt. Besteht also zwischen der Drehgeschwindigkeit der Scheibe S einerseits und derjenigen der Schneckenräder s_μ und s_G anderseits eine gewisse in den Abmessungen des Gerätes begründete Beziehung, so verharren die beiden Wellen w_μ und w_G in ihrer durch R_μ und R_G gekennzeichneten Axiallage. Nimmt man jetzt an, daß sich bloß die Geschwindigkeit von S änderte, z. B. größer würde, so werden die Rollen r durch die Gewindegänge g sich der Drehachse von S nähern und bei bestimmten andern Werten R'_μ und R'_G in bezug auf ihre Achsenlage in Ruhe kommen, woraus die Stabilität der Arbeitsweise des Getriebes hervorgeht. Die Halbmesser R_μ und R_G ändern sich demnach, sobald sich das Verhältnis der Drehgeschwindigkeit der Scheibe S zu derjenigen der Schneckenräder s_μ und s_G ändert. R_μ und R_G bleiben jedoch unverändert, wenn sich alle Drehgeschwindigkeiten der Vorrichtung in demselben Verhältnis ändern. In der vorliegenden Anwendung dieses Getriebes liegt in R_μ ein Maß für das Verhältnis der Umläufe der Luftuhr zu denen der Gasuhr, während R_G die Gasuhrumdrehungen ins Verhältnis zur Zeit setzt. Die jeweilige Größe von R_μ und R_G wird durch je einen Zahnstangentrieb t_μ und t_G auf die Zeiger z_μ und z_G übertragen, deren jeder eine etwa 270° umfassende Skala bestreichen kann. Das Einspielen jedes Zeigers vollzieht sich nach Maßgabe einer logarithmischen Linie um so langsamer, je näher der Zeiger seiner Gleichgewichtlage kommt; es erfolgt anderseits um so schneller, je größer die Drehgeschwindigkeit des ganzen Triebwerkes gewählt wird. In der beschriebenen Erstausführung hat die Scheibe S 150 mm Dmr.; sie dreht sich 10 mal so schnell wie die Trommelwelle der Gasuhr. Die Rollen r haben 30 mm Dmr. Bei kleineren Gasmengen, bis etwa 5 cbm/st, hat sich die Einstellung als zu langsam erwiesen, weshalb beabsichtigt ist, für die kleineren Gasmengen ein besonderes Uebersetzungsverhältnis — 40 : 1 anstatt 10 : 1 — zwischen Gasuhrtrommel und Scheibe S einzuschalten.

Man könnte meinen, daß durch den Betrieb der beschriebenen Vorrichtung den Luft- und Gasuhren eine zu große Arbeitsleistung aufgebürdet würde, unter der die Genauigkeit ihrer eigentlichen Wirkungsweise leiden könnte. Vorgenommene Eichungen haben dargetan, daß man die Betätigungen des Zeigerwerkes in den Eichergebnissen nicht nachweisen kann, obwohl diese mit aller Sorgfalt ermittelt wurden. Man ist auch nicht imstande, an dem Druckabfall, der zwischen Eintritt- und Austrittstutzen der Uhren besteht, durch ein gewöhnliches, mit Wasser gefülltes Piezometerrohr eine Steigerung durch den Antrieb der Vorrichtung zu beobachten.

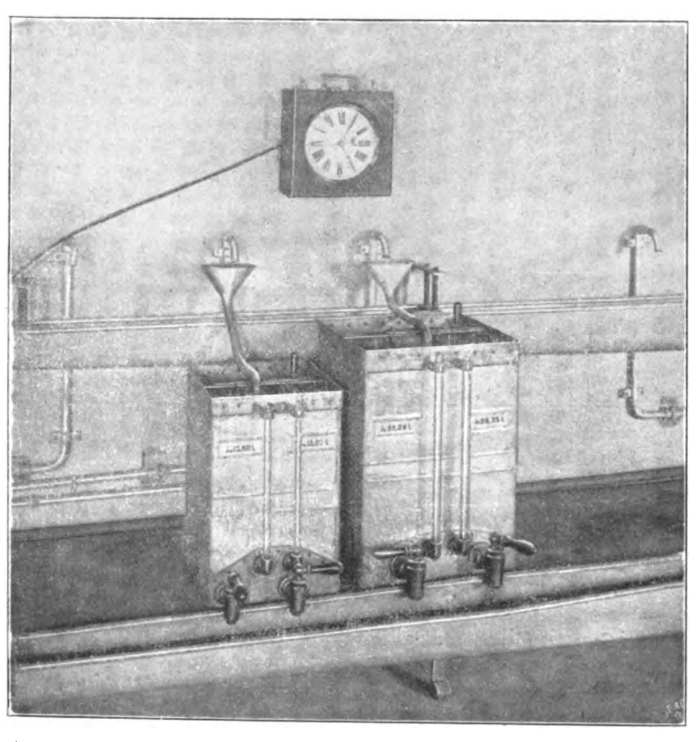
Um die verschiedensten Mischungsverhältnisse messen zu können, ist die Wellenleitung, die die Luftuhr mit dem Schneckenrade s_μ verbindet, durch ein Vorgelege unterbrochen, in das man durch Wechselräder alle in Frage kommenden Bereiche für das Mischungsverhältnis einschalten kann.

Für den Gasverbrauchzeiger sind zwei Bereiche vorgesehen: der eine von 1,25 bis 5 cbm/st, der andre von 5 bis 20 cbm/st. Die Umschaltung von dem einen auf den andern Bereich erfolgt durch einen Handgriff am Uhrwerk, wodurch die Winkelgeschwindigkeit des Schneckenrades s_G in entsprechender Weise verändert wird. Als Uhrwerk dient ein alter Morse-Apparat, dessen Räderwerk mit einem Steigrad und Pendel versehen worden ist.

Schließlich sei betont, daß die Angaben des Zeigers für Mischung und Gasverbrauch bei den Versuchen nur zum Einstellen der Maschine dienten, während die später der Rechnung zugrunde gelegten Werte durch unmittelbare Ablesung der Gas- und Luftuhren gewonnen worden sind.

Nachdem sich bei den ersten Versuchen gezeigt hatte, daß die Einstellung des Gas- und Lufthahnes an der Maschine mit der Hand viel zu grob war, um das Mischungsverhältnis genau genug zu regeln, wurden beide Hähne mit mikrometrischen Stelleinrichtungen versehen. Dasselbe geschah mit den Wasserzulaufhähnen, um die Kühlwassermenge scharf regeln zu können.

Fig. 5. Meßvorrichtung für das Kühlwasser.



Die Kühlwassermengen für den Zylinderkopf und den Zylindermantel wurden durch je ein Wechselgefäß gemessen, Fig. 5. Jedes dieser Gefäße ist durch eine senkrechte Scheidewand in zwei Räume geteilt, die abwechselnd bis zu einer Marke gefüllt werden. Die Marke besteht in einer nach unten gekehrten Metallspitze, durch welche die Höhe des Wasserspiegels außerordentlich scharf bestimmt wird. Der Boden der Gefäße ist geneigt, so daß sie durch Auslaufhähne bis zum letzten Tropfen mit großer Geschwindigkeit entleert werden können. Der Uebergang von einem Teilgefäß zum andern wird durch Schiebetrichter ohne das geringste Umherspritzen bewerkstelligt. Damit der einlaufende Wasserstrahl den Wasserspiegel nicht beunruhigt, läuft er in ein besonderes Rohr, das nahe bis zum Boden reicht. Die Gefäße sind sorgfältig durch Einwägen von Wasser geeicht; das Wasser hatte dabei die Temperatur, mit der im Mittel das Kühlwasser in die Meßgefäße gelangt.

Im Augenblicke des Versuchsbeginnes nimmt die Wassermessung im linken Raume jedes Gefäßes ihren Anfang. Der Augenblick, in dem der Wasserspiegel die Spitzenmarke berührt, wird an der Sekundenuhr abgelesen, während gleichzeitig der Bobachter den Einlauftrichter über das andre Teilgefäß schiebt, um es füllen und das erste durch Oeffnen des Auslaufhahnes zu entleeren. Die Erwärmung des Kühlwassers wird an geeichten Thermometern festgestellt. Das Einlaufthermometer befindet sich in einem mit Wasser gefüllten Sack, der in die Wasserleitung da eingebaut ist, wo sie sich zu den Regelhähnen für Kopf- und Mantelkühlwasser verzweigt. Die Temperaturen des Kühlwassers beim Austritt aus dem Zylinder werden mit geeichten Quecksilberthermometern gemessen, deren Quecksilbergefäß unmittelbar in das Austrittrohr eingedichtet ist.

Bei sämtlichen Versuchen wurden die Mengen des Kühlwassers so eingestellt, daß das Kopfkühlwasser etwa mit 40° C, das Mantelkühlwasser mit 50° C den Zylinder verließ.

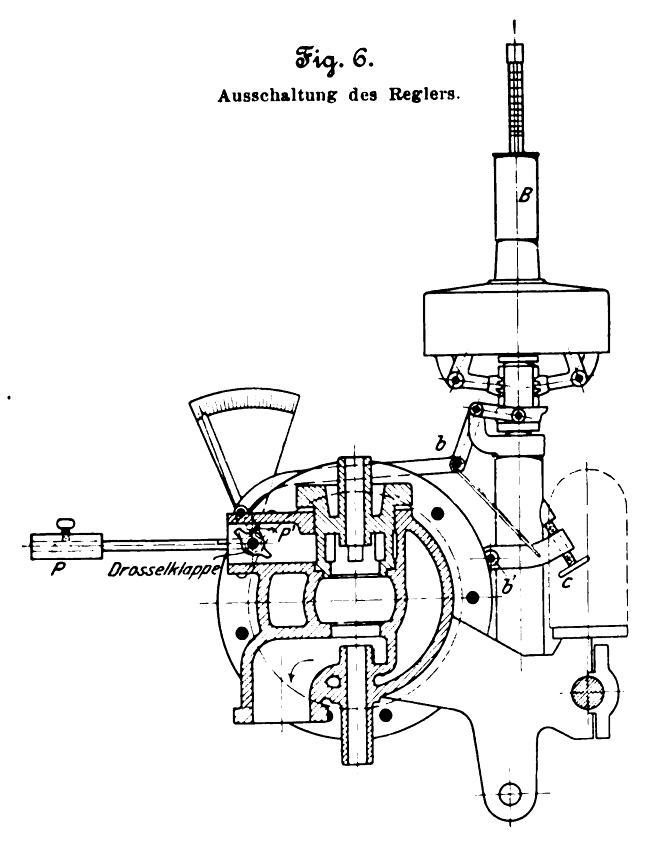
Die Umlaufzahl wurde auf zwei Arten abgelesen. Zu-



nächst diente ein auf der Regulatorhaube befestigtes Bifluidtachometer B[1]), Fig. 6, zur Einregelung der Umlaufzahl auf den Wert $n = 220$, der bei allen Versuchen erstrebt wurde. Dies geschah in der Weise, daß zunächst durch Einstellen des Gas- und Lufthahnes das gewünschte Mischungsverhältnis erreicht wurde. Damit durch diese Einstellung keine Drosselung hervorgebracht wurde, die das durch die Maschinenkonstruktion bedingte Mindestmaß überschritt, verfuhr man so, daß unter allen Umständen einer von beiden Hähnen, je nach dem zufälligen Verhältnis der Querschnitte und der jeweiligen Höhe des Mischungsverhältnisses der Gas- oder der Lufthahn, ganz geöffnet und nur mit dem andern geregelt wurde. Hiernach begann das Einregeln der Umlaufzahl, das man bis zu diesem Augenblick dem Regler überlassen hatte. Dieser wurde ausgeschaltet, indem man einen aus starkem Draht gebogenen Haken über die Zapfen b und b' schob, wodurch die Stellung der Drosselklappe von der Schraube c, Fig. 6, abhängig gemacht wurde. Der Regler diente von da ab nur noch als Sicherheitsvorrichtung gegen etwaiges Durchgehen der Maschine. Damit er seine Sicherheitswirkung bei nicht zu niedrigen Umlaufgeschwindigkeiten beginnt, belastet man ihn mit dem Gewichte P, das durch die Schraube P' in der skizzierten Lage des größten Drehmomentes auf der Drosselklappenwelle festgehalten wird. Man dreht an der Schraube c solange, bis das Bifluidtachometer die gewünschte Umlaufzahl anzeigt.

Fig. 6.

Ausschaltung des Reglers.



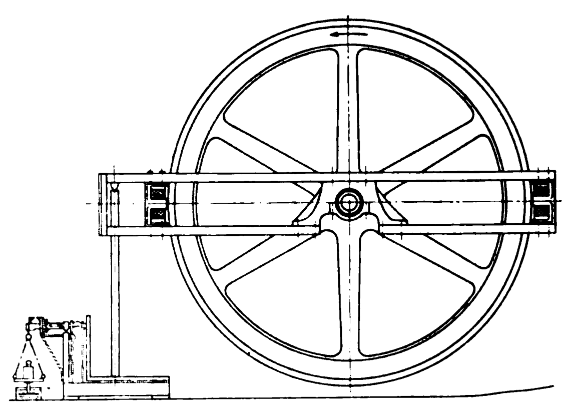
Zur genauen Feststellung der Umlaufzahl während des Versuches diente ein zwangläufiger Umlaufzähler von Schäffer & Budenberg. Er wurde von der Kurbelwelle aus angetrieben und alle 5 Minuten nach Maßgabe der oben erwähnten Zeitsignale abgelesen.

Die Maschine ist mit einer elektrischen Wirbelstrombremse, Fig. 7, ausgestattet, die eine bisher unerreichte Meßgenauigkeit gestattet. Die Bremse der Versuchsmaschine besteht aus einem zu beiden Seiten des Schwungrades auf der Schwungradwelle aufgelagerten wagerechten Bremsarm, der zwei Elektromagnete trägt, deren magnetischer Kreis durch den Schwungradkranz geschlossen wird. Die Magnetpole stehen etwa 2 mm vom Schwungrad ab. Jeder Pol hat 2750 Drahtwindungen bei einer Drahtstärke von 0,65 mm (blank). Die Wicklungen beider Pole sind hintereinander geschaltet und an das 220 V-Netz unter Zwischenschaltung eines Regulierwiderstandes angeschlossen. Der Widerstand hat eine grobe Regulierkurbel mit 27 Kontaktknöpfen und eine feine mit 40 Knöpfen, so daß im ganzen 1080 Abstufungen der Erregung ermöglicht werden. Ferner können durch zwei Stöpselkontakte zwei Widerstände ein- oder ausgeschaltet werden, deren jeder dem Gesamtumfang der beiden Kurbelwiderstände gleichkommt, wodurch eine Schaltmöglichkeit von 3240 Stufen geboten wird, deren jede ungefähr 1 Ohm Widerstand darstellt. Jede Magnetspule hat 80 Ohm Eigenwiderstand, so daß die höchste Stromstärke bei völlig ausgeschaltetem Regulierwiderstand 1,375 Amp beträgt. In diesem höchsten Erregungszustande wird bei 220 Uml./min eine Leistung von rd. 10 PS_e abgebremst.

Die geringsten Schwankungen der Netzspannung machen sich beim Bremsen so störend bemerkbar, daß neuerdings die Magnetwicklungen der Bremsen an eine besondere kleine Akkumulatorenbatterie angeschlossen worden sind. Bei den vorliegenden Versuchen war diese Einrichtung noch nicht geschaffen, weshalb man sich mit den Schwankungen der Netzspannung abfinden mußte, so gut es ging. Zunächst fanden die Versuche nur nach besonderer Verabredung während solcher Zeiten statt, in denen anderweit das Netz nicht erheblich beansprucht wurde. Da die auftretenden Schwankungen oft nur von ganz kurzer Dauer waren, wurde an der Wagschale der Bremswage eine Oeldämpfung angebracht, die den Bremsarm bei kurzen Spannungsschwankungen an einem plötzlichen größeren Ausschlag verhinderte. Außerdem wurde am Hebelarm der Wage eine Kontaktvorrichtung befestigt, die eine Signalglocke zum Ertönen brachte, sobald die Wagenzunge sich einige Millimeter von ihrer Einspiellage nach oben oder unten entfernt hatte. Es sei bei dieser Gelegenheit besonders betont, daß bei gleichbleibender elektrischer Spannung und gutem Beharrungszustand die Bremsen ohne irgend eine Dämpfung stundenlang in ihrer Gleichgewichtlage verharren, ohne daß an ihnen fortwährend geregelt zu werden braucht.

Fig. 7.

Schema der Wirbelstrombremse.



Zum Auswägen des Bremsbalkens hat sich folgendes Verfahren als genauestes ergeben: Man löst die Pleuelstange von der Kurbel, so daß man das Schwungrad mit der Hand leicht in bestimmtem Takte gleichmäßig vor- und rückwärts drehen kann, und bestimmt die auf die Wage geäußerte Kraft in jeder der beiden Drehrichtungen. Die beiden Werte liegen bei guter Lagerkonstruktion der Bremse so nahe beieinander, daß ihr arithmetisches Mittel als Eigenkraft angenommen werden kann. Mit dem Bremshebelarm $h = 1219$ mm und der Eigenkraft $E = 17{,}50$ kg der Bremse ergibt sich für die effektive Leistung der Maschine bei einer gesamten auf die Dezimalwage geäußerten Kraft W die Beziehung

$$N_e = \frac{2\pi h}{60 \cdot 75}(W - E)\,n$$

oder unter Einsetzung der Zahlenwerte

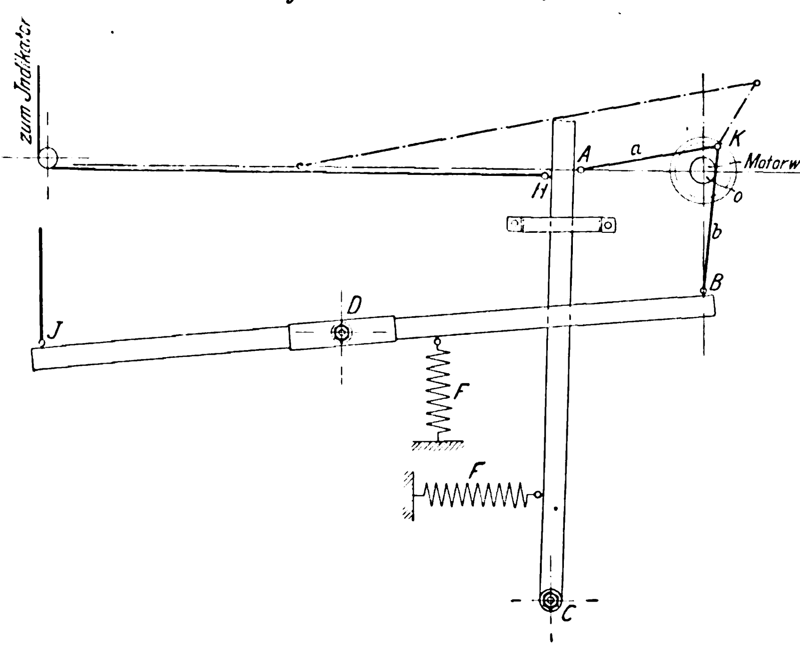
$$N_e = 0{,}001702\,(W - 17{,}50)\,n \text{ PS}.$$

[1]) geliefert von der Rheinischen Tachometerbau-Gesellschaft, Freiburg i. B.

Die Bremse wird meist so gehandhabt, daß man dieser Formel die für die gewünschte Bremsleistung erforderliche Wagenbelastung entnimmt und sie in Gewichtstücken auf die Wagschale legt. Alsdann regelt man am Widerstand die Erregung so lange, bis die Wage einspielt, wozu nur einige Sekunden Zeit erforderlich sind.

Der Indizierung wurde ebenfalls besondere Sorgfalt zugewendet. Der Indikatorantrieb ist zum Teil bereits von Herberg[1]) näher untersucht und beschrieben worden. Seit Dezember 1905 ist noch eine zweite Einrichtung zur Aufzeichnung von Diagrammen mit rechtwinklig versetzter Diagrammkurbel hinzugekommen. Am vorderen Stirnende der Kurbelwelle ist vor dem Steuerwellenantrieb eine Scheibe von 145 mm Dmr. befestigt, welche im Abstand von 60 mm von der Achse den Diagrammkurbelzapfen K trägt, Fig. 8. Der Halbmesser OK ist parallel zur Kurbel der Maschine. Am Zapfen K ist ein biegsames Stahlbandglied KA drehbar befestigt, dessen Ende A durch den um C drehbaren Holzhebel CA von 700 mm Länge für die hierbei in Frage kommende Genauigkeit wagerecht geradlinig geführt wird. Da die Länge von AK so bemessen ist, daß sie sich zur Diagrammkurbel OK ebenso verhält wie die mittlere Pleuelstangenlänge zur Kurbellänge, so wird der Punkt A in jeder

Fig. 8. Indiziervorrichtung.



seiner Lagen eine zur Kolbengeschwindigkeit proportionale Geschwindigkeit haben, die auf die Trommel des Indikators zu übertragen ist, um die »Proportionaldiagramme« zu erhalten, wie sie im Gegensatz zu den »versetzten« genannt werden mögen. Die Uebertragung geschieht durch ein Stahlband, das mit einer Oese an einen Haken H des Hebels angehängt wird. Beim Anhängen drückt man den Hebel gegen die Kraft der Feder F nach rechts bis zu einem festen Anschlag, wobei er infolge der Biegsamkeit des Gliedes AK an der Bewegung des Zapfens K nicht mehr teilnimmt. Der Diagrammhub läßt sich leicht innerhalb gewisser Grenzen dadurch ändern, daß man das Häkchen H in verschiedenem Abstande CH vom Drehpunkte C des Hebels an diesem anbringt.

Die zweite Indiziervorrichtung für »versetzte« Diagramme wirkt in derselben Weise, nur mit einer um 90° gedrehten, also senkrechten Schubrichtung. Das Stahlband, welches zum Indikator führt, wird an den Haken J des um D drehbaren zweiarmigen Hebels BDJ angehängt.

Die Anwendung des etwa 6 mm breiten und 0,1 mm dicken Stahlbandes hat sich im Gegensatz zu der bei großen Längen sehr unzuverlässigen Indikatorschnur sehr gut bewährt.

[1]) Herberg, Doktor-Dissertation S. 10, und »Die Gasmotorentechnik« 3. Jahrg. Nr. 8.

Im Laufe der Zeit, während deren die Versuche angestellt wurden, ist bezüglich des Indizierverfahrens nach Maßgabe der jeweiligen Erfahrungen nach und nach manches verändert und verbessert worden. Vom Anfang bis zum Schluß der Versuche wurde mit zwei Indikatoren gearbeitet, die beide auf einen mit Wasser gekühlten Indikatordoppelstutzen geschraubt waren, wobei jeder Indikator seinen besonderen Hahn hatte. Zunächst kam ein normaler Indikator von Dreyer, Rosenkranz & Droop mit innen liegender Feder für die Hauptdiagramme zur Anwendung, während ein Staussсher Indikator von H. Maihak, großes Modell, die Ansaugediagramme lieferte, welche mit weicher Feder unter Hubbegrenzung genommen wurden (1 kg/qcm = 45 oder 25 mm). Das Stahlband der Indiziervorrichtung wurde kurz vor dem ersten Indikator an die Schnur der ersten aus Aluminium gefertigten Trommel gehängt. Von dieser ging eine zweite Schnur zur Trommel des zweiten Indikators. Die Feder der ersten Trommel wurde soweit nachgelassen, wie es mit Rücksicht auf die Massenwirkung zulässig erschien, so daß die besonders stark angespannte Feder der zweiten Trommel fast die ganze Kraft zum Rückhub beider Trommeln lieferte.

Die Diagramme wurden mit Kohinoorstiften mittlerer Härte auf glattes Konzeptpapier geschrieben. Bei den Hauptdiagrammen wurde anfangs die Atmosphärenlinie weggelassen, um die Ansauge- und Auspufflinie durch sie nicht zu verwischen. Später wurde sie zum Zwecke genauerer Druckmessungen aus dem Diagramm vor und hinter diesen Linien durch Anziehen der Indikatorschnur mit der Hand in kurzen Linienstücken angedeutet.

Bei den ersten Versuchsreihen wurden alle 5 Minuten beide Indikatoren gleichzeitig in Betrieb genommen, bis man erkannte, daß durch dieses Verfahren die Umlaufzahl des Motors bei jeder Indizierung merklich zurückging und daß der Höchstdruck des Hauptdiagrammes infolge der Drosselung im Indikatorkanal meßbar geringer ausfiel, wenn man beide Indikatoren arbeiten ließ, anstatt nur einen. Aus diesen Gründen wurde das Indizierverfahren dahin abgeändert, daß zuerst das Hauptdiagramm mit dem Dreyer-Indikator bei geschlossenem Maihak-Indikator genommen wurde, und dann erst das Ansaugediagramm mit diesem, nachdem der erste Indikatorhahn wieder geschlossen war.

Im allgemeinen wurde bei jedem Versuch bei einer mittleren Versuchdauer von 20 Minuten alle 5 Minuten ein Haupt- und ein Ansaugediagramm genommen. Zwischendurch wurden außerdem zwei Diagramme mit 10 mm Federmaßstab und ein versetztes Diagramm geschrieben.

Die benutzten Indikatorfedern wurden häufig einer Prüfung ihres Federmaßstabes unterzogen, die mit dem Flüssigkeitsdruckprüfer von Dreyer, Rosenkranz & Droop angestellt wurde, soweit es sich um Ueberdruck handelte. Zur Prüfung unterhalb der Atmosphärenlinie wurde der zu prüfende Indikator mit einer Wasserstrahl-Luftpumpe und mit einem Quecksilber-Vakuummeter in Verbindung gebracht.

Die benutzten Indikatorfedern zeigten eine derartige Gleichmäßigkeit des Federmaßstabes, daß man bei der Ermittlung des mittleren Federmaßstabes die jeweilige Diagrammausbildung unberücksichtigt lassen konnte. Man nahm vielmehr als Mittelwert das arithmetische Mittel derjenigen Werte des Federmaßstabes an, die etwa den Drücken von -1 bis $+7$ kg/qcm entsprachen.

Unter der Annahme, daß die Diagramme eines Versuches die mittleren Drücke p_i+ und p_i- ergeben hätten, erhält man für die indizierte Leistung

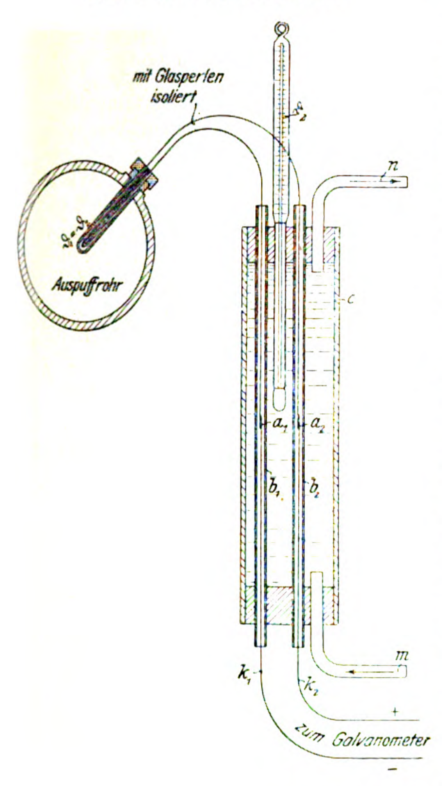
$$N_i = \frac{V\,10000}{2 \cdot 60\;75}(p_i+ - p_i-)\,n = 0{,}00915\,(p_i+ - p_i-)\,n \text{ PS}.$$

Schließlich wurde bei den Versuchen noch die Temperatur der Auspuffgase gemessen. Zu diesem Zwecke war in das Auspuffrohr unmittelbar unter dem Auspuffventil ein Thermoelement eingebaut. Es steckte in einem Porzellan-Glührohr von rd. 5 mm l. W., das etwa bis zur Mitte des Auspuffrohres hineinragte und dessen Flansch an der Rohr-

wand durch zwei Schrauben gedichtet war, Fig. 9. Das Thermoelement war durch Zusammenschweißen eines Kupfer- und eines Konstantandrahtes erhalten worden. Beide Drähte waren einem Drahtvorrat entnommen, den Siemens & Halske zu thermoelektrischen Meßzwecken von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt hatten untersuchen lassen. Die Schweißstelle des Elementes befand sich am inneren Ende des Glühröhrchens. Die beiden Drähte waren innerhalb desselben durch einen eingeschobenen Asbeststreifen voneinander isoliert. Außerhalb des Glührohres wurde die Isolation durch dicht aneinander gereihte Glasperlen bewirkt. Jeder Draht des Thermoelementes war etwa 0,5 m lang und am freien Ende unter Anwendung von Kolophonium (nicht von Lötwasser) an einen gewöhnlichen Kupferleitungsdraht angelötet, der die Verbindung mit dem Galvanometer herstellte. Die beiden äußeren Lötstellen a_1, a_2 lagen in je einem Glasrohre b_1, b_2 innerhalb eines weiteren, oben und unten geschlossenen Glaszylinders c, der beständig von Leitungswasser durchströmt und dadurch auf annähernd gleichmäßiger Temperatur gehalten wurde. Das Kühlwasser trat bei m ein, verließ das Rohr bei n und strömte von da nach dem Kühlmantel des Indikatordoppelstutzens. Die Temperatur ϑ_2 des Wassers in der Höhe der Lötstellen wurde an einem durch den oberen Kork eingesteckten Quecksilberthermometer abgelesen. Die beiden umsponnenen Kupferdrähte k_1, k_2 führten zum Galvanometer oder zu dessen Vorschaltwiderstand.

Fig. 9.

Einbau des Thermoelementes.



Vor Beginn der Versuche wurden das Thermoelement und das Galvanometer mit Vorschaltwiderstand geeicht. Da bei den Auspuffgasen Temperaturen von 350 bis 500° C in Frage kommen, bot der Siedepunkt des Schwefels unter atmosphärischem Druck einen hervorragend geeigneten Ausgangspunkt der Eichung, da er nach Untersuchungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt zu

$$\vartheta_s = 444{,}7^0 \text{ C}$$ [1]

bei $b_0 = 760$ mm Barometerstand festgestellt worden ist.

Als zweite Eichtemperatur diente der Siedepunkt des Wassers.

Die elektromotorische Kraft wurde bei der Eichung mit der von Lindeck angegebenen Kompensationsschaltung von Siemens & Halske [2]) gemessen. Sie ist in der Ausführung des Laboratoriums mit einem sehr empfindlichen Spiegelgalvanometer mit objektiver Ablesung und mit 2 Milli-Amperemessern von 1 bezw. 100 Ohm innerem Widerstand und 0,15 bezw. 0,015 Amp Meßbereich ausgestattet. Durch die Eichung ergab sich zwischen der thermoelektrischen Kraft ε, der zu messenden Temperatur ϑ_1 und der Temperatur ϑ_2 der inaktiven Lötstellen folgende Beziehung:

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 + 25{,}0674\, \varepsilon - 0{,}2755\, \varepsilon^2,$$

wobei ε in Millivolt einzuführen ist. Die thermoelektrische Kraft ε wurde bei den Versuchen am Motor mit einem Galvanometer von 184,3 Ω innerem Widerstand und einem Meßbereich von 8 Millivolt gemessen. 1 Teilstrich entspricht 0,05 Millivolt. Um zu dem für die Auspufftemperatur notwendigen Meßbereich von 0 bis 24 Millivolt zu gelangen, wurde dem Galvanometer ein Widerstand von 368,6 Ohm vorgeschaltet, wodurch der Wert eines Teilstriches auf 0,15 Millivolt stieg. Die Eichung des Galvanometers mit seinem Vorschaltwiderstand mittels der Lindeckschen Kompensationsschaltung ergab den Berichtigungsfaktor 1,009 der Galvanometerablesung. Unter Einrechnung dieses Faktors ergibt sich

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 + 75{,}88\, e - 2{,}52\, e^2,$$

wenn e die Galvanometerablesung bedeutet.

[1]) Rothe, Bestimmung des Schwefelsiedepunktes, Zeitschrift für Instrumentenkunde 1903 Heft 12 S. 367.

[2]) Lindeck und Rothe, Ueber die Prüfung von Thermoelementen für die Messung hoher Temperaturen. Zeitschrift für Instrumentenkunde Okt. 1900 S. 192.

Kalorimetrierung und Gasanalyse.

Zu jeder Versuchsreihe wurde eine Gasfüllung der Gasbehälterglocke benutzt, und meist war das Ende dieses Gasvorrates maßgebend für das Abbrechen der Versuchsreihe. Unmittelbar vor Beginn jeder Versuchsreihe — selten nach ihrem Abschluß — wurde das Gas kalorimetriert. Bei allen Versuchen wurde das Junkerssche Kalorimeter benutzt, das bei dem ersten Drittel der Versuche (Nr. 1 bis 74) nur mit einer 3 ltr-Gasuhr ausgestattet war, sowohl für Leuchtgas als auch für Generatorgas. Als die gefundenen Heizwerte des Generatorgases nie mit dem aus der Analyse berechneten Heizwert übereinstimmten, beschaffte man auf Anraten von Professor Junkers für Generatorgas eine 10 ltr-Gasuhr. Jeder Kalorimetrierung ging die Eichung der zu benutzenden Gasuhr voraus.

Jede Kalorimetrierung erstreckte sich auf eine Kalorimeter-Wassermenge von etwa 10 kg, die im Kalorimeter um etwa 10° C erwärmt wurde. Die geeichten Kalorimeter-Thermometer, welche in $^1/_{10}$ °C geteilt waren, wurden minutlich abgelesen. Mit jedem Gas wurden zwei bis drei Kalorimetrierungen vorgenommen und meist mit etwas verschiedener Wassererwärmung durchgeführt. Die einzelnen Kalorimetrierungen ergaben stets eine Uebereinstimmung auf rd. $^1/_2$ vH. Der weiteren Versuchsberechnung wurde stets das arithmetische Mittel der erhaltenen Werte zugrunde gelegt. Die relative Genauigkeit der Kalorimetrierungen untereinander war in hohem Maße befriedigend. Dies wird schon durch die außerordentlich klare Gesetzmäßigkeit dargetan, in der die Berechnungsergebnisse der einzelnen Versuchsreihen zueinander stehen, was bei der großen Anzahl der Versuchsreihen nicht der Fall sein könnte, wenn irgend ein Zahlenwert aus der Berechnungskette mit wesentlicher Unsicherheit bestimmt worden wäre.

Bei der großen relativen Genauigkeit der gewonnenen Heizwerte ist es während der vorliegenden Versuche trotz großer Anstrengungen nicht gelungen, für die Absolutwerte eine einigermaßen befriedigende Zuverlässigkeit zu erhalten. Es zeigte sich bei der Kalorimetrierung von Generatorgas bei allen Versuchsreihen, daß das Junkerssche Kalorimeter einen um etwa 10 bis 15 vH kleineren Heizwert anzeigte, als die Berechnung auf Grund der nachher zu beschreibenden Gasanalyse ergab. Abwechselnd wurde am Kalorimeter und am analytischen Verfahren verbessert, wodurch der Unterschied der beiden Heizwertzahlen nur noch augenfälliger und gesetzmäßiger wurde, anstatt zu verschwinden. Es besteht der endgültige Verdacht, daß das Methan, sobald es nur in einigen Prozenten dem Gase beigemischt ist, im Kalorimeter nicht vollständig zur Verbrennung gelangt. Diese Annahme gründet sich auf die Beobachtung, daß der Unterschied der beiden fraglichen Heizwertzahlen entweder dem gesamten Heizwert des im Gas enthaltenen Methans gleichkam, oder wenigstens einen wesentlichen Bruchteil dieses Heizwertes ausmachte.

Noch deutlicher erkannte man die vermutliche Fehlerquelle an dem Vergleich der Verbrennungswassermengen, welche erstens die Kalorimetrie ergab und die sich zweitens aus der Analyse berechnen ließen. Bei einer großen Anzahl der Generatorgase ist dieser Unterschied auffällig der dem Methan entsprechenden Verbrennungswassermenge ähnlich. Der Umstand, daß die Abweichung zwischen Kalo-

rimetrierung und Analyse bei Leuchtgas stets den entgegengesetzten Sinn hat wie bei Generatorgas, bestärkt die Vermutung, daß letzteres im Kalorimeter unvollständig verbrennt; denn das kalorimetrische und das analytische Verfahren ist bei beiden Gasarten dasselbe. Ebenso ist die vom Kalorimeter aufzunehmende Wärme bei beiden Gasen in gleichen Zeiten annähernd gleich groß, so daß das Kalorimeter sich in beiden Fällen im gleichen Temperaturzustand befunden hat. Wenn nun beide Gasarten ihrer chemischen Beschaffenheit nach vollständig zur Verbrennung kämen, wäre es wahrscheinlich, daß Abweichungen zwischen Kalorimetrie und Analyse bei beiden wenigstens dasselbe Vorzeichen hätten.

Wenn bei Leuchtgas die Analyse zumeist kleinere Werte ergibt als das Kalorimeter, so ist dieser Unterschied, abgesehen von Versuchsfehlern, durch die zahlreichen Formen von schweren Kohlenwasserstoffen im Leuchtgas erklärt, welche die volumetrische Analyse als Benzol, Aethylen, Methan oder Aethan anspricht, während sie in Wirklichkeit zum Teil viel verwickelter zusammengesetzt sein können. Hierbei käme ihnen auch ein größerer Heizwert zu, als bei der Berechnung angenommen worden ist. Anderseits zeigt diese Tatsache, daß beim Leuchtgase das Methan im Kalorimeter vollkommen verbrennen muß, was durch seine große Menge und durch die reichliche Menge des ihm beigemischten Wasserstoffes erklärt werden kann, der die Zündgeschwindigkeit beschleunigt und die Verbrennung erleichtert. Falls sich die Vermutung der unvollständigen Methanverbrennung im Kalorimeter bei Generatorgas bestätigt, ist es fraglich, ob der Methangehalt des Generatorgases in der Gasmaschine zur vollkommenen Verbrennung gelangt. Da es sich bei den meisten Generatorgasen hierbei um rund 10 vH des Heizwertes handelt, hat diese Frage für den Wirkungsgrad der Maschine einen wesentlichen Wert.

Die Gasanalysen erstreckten sich nur auf die bei den Versuchen benutzten Betriebsgase, nicht auf die Auspuffgase. Bei jeder Versuchsreihe wurden 2 bis 3 Gasproben der Gaszuleitung kurz vor der Maschine entnommen. Je nach dem mehr oder minder glatten Verlauf der Analyse wurden eine, zwei oder mehrere Proben analysiert.

Die Analyse wurde nach den von Hempel ausgebildeten Verfahren durchgeführt[1]. Zur Messung der Gasvolumina diente eine in 1/5 ccm geteilte, mit Quecksilber gefüllte Bürette mit Temperatur- und Druckberichtigung. Das Manometerrohr dieser Bürette war zum Nachweis sehr kleiner Druckunterschiede mit Wasser gefüllt, anstatt mit Quecksilber.

In der Bürette wurden genau 100 ccm Gas unter atmosphärischem Druck abgesperrt. Da zum Zwecke vollständiger Ausspülung die Bürette stets mit Wasser gefüllt wurde, wenn eine Analyse beendet war, war die neu eingefüllte Gasprobe durch die zurückbleibende Feuchtigkeit der Glaswände als mit Wasserdampf gesättigt zu betrachten. Die Analyse selbst hat im Laufe der Versuchzeit eine ganze Reihe von Entwicklungsstufen durchgemacht, die mit dem Fortschritt in der Handfertigkeit Hand in Hand gingen, so daß die Analysenwerte im allgemeinen um so zuverlässiger sind, je später die betreffenden Versuche angestellt wurden.

Während der letzten Hälfte der Versuche wurde folgendes Analysierverfahren in Anwendung gebracht: Die Kohlensäure wurde durch Kalilauge absorbiert. Darauf wurde das Benzol nach Angabe Dennis' durch eine ammoniakalische Nickelnitratlösung zur Absorption gebracht. Zur Bestimmung des Aethylens diente Schwefelsäure von solcher Konzentration, daß sie bei geringer Abkühlung unter die Zimmertemperatur Kristalle von Pyroschwefelsäure ausschied. Die Schwefelsäuredämpfe wurden durch Kalilauge beseitigt. Den Sauerstoffgehalt verbrannte man in der mit Phosphorstäbchen angefüllten Pipette. Das Kohlenoxyd wurde durch zweimaliges Schütteln mit ammoniakalischer Kupferchlorürlösung absorbiert; die Ammoniakdämpfe wurden hierbei ebenso wie nach der Benzolabsorption mit Wasser beseitigt. In dem verbleibenden Gasrest bestimmte man den Wasserstoffgehalt, indem man ihn durch pulverförmiges Palladium absorbierte. Schließlich wurde in der Winklerschen Verbrennungspipette der Methan- und Aethangehalt unter Sauerstoffzusatz verbrannt. Aus der Kontraktion und der Menge der entstandenen Kohlensäure wurde der Gehalt an Methan und Aethan berechnet. Der Rest ist Stickstoff.

[1] Hempel, Gasanalytische Methoden, 3. Aufl. 1900.

Aus dem Ergebnis der Analyse wurde der Heizwert der Betriebsgase unter Benutzung folgender Werte für den oberen Heizwert der Einzelgase berechnet:

Kohlenoxyd	2785	WE/cbm (bei 1 at und 15°C)
Wasserstoff	2800	»
Methan	8730	»
Aethylen	13820	»
Aethan	15220	»
Benzol	32440	» [1]).

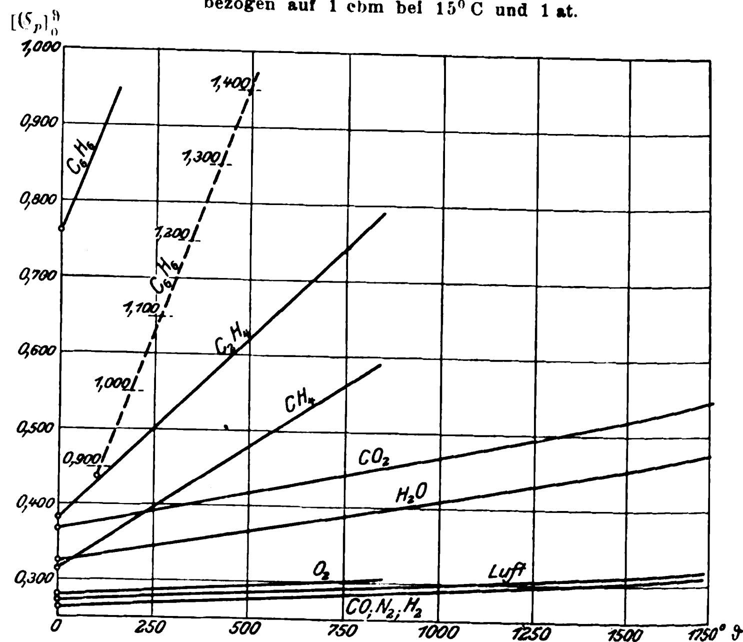
Wegen der Unstimmigkeit zwischen der Kalorimetrie und der Analyse mußte man sich entscheiden, welchem Verfahren man das größere Vertrauen in die Richtigkeit entgegenbringen wollte. Da es sich bei den Versuchsergebnissen im wesentlichen darum handelte, die gegenseitige Gesetzmäßigkeit aus ihnen zu ersehen, wurden für die weitere Berechnung die kalorimetrisch gefundenen Zahlenwerte bevorzugt, da diese von Anfang an mit einer größeren relativen Zuverlässigkeit ermittelt wurden als die Ergebnisse der Gasanalyse, bei denen sich die wachsende Erfahrung und Handfertigkeit viel stärker ausspricht.

Die spezifische Wärme der Gasladung.

Bezüglich der spezifischen Wärme $\mathfrak{C}_t$ der einzelnen Gase wurde nach den neuesten bekannt gewordenen Versuchen eine Abhängigkeit von der Temperatur eingeführt, wozu die Ergebnisse von Langen[2]), Holborn und Austin[3]), Wiedemann[4]) und die in den Zahlentafeln von Börnstein und Scheel[5]) gegebenen Zahlenwerte benutzt wurden. Diesen letzteren Tafeln wurden in der Hauptsache die spezifischen Wärmen für Kohlenoxyd und die Kohlenwasserstoffe entnommen, während die Arbeiten der andern Verfasser die Werte für Kohlensäure, Wasserdampf, Stickstoff und Luft lieferten. Die Langenschen Zahlen beziehen sich auf das Temperatur-

Fig. 10.

Darstellung der mittleren spezifischen Wärme als Funktion der Temperatur, bezogen auf 1 cbm bei 15° C und 1 at.



[1]) Landolt und Börnstein, Physikalisch-chemische Tabellen 3. Aufl. S. 416, 425, 427, 430.

[2]) Langen, Untersuchung über die Drücke usw., Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 8.

[3]) Holborn und Austin, Wissenschaftliche Abhandlungen der Physik.-Techn. Reichsanstalt, Band IV Heft 2 S. 147 u. f.

[4]) Wüllner, Lehre von der Wärme, 1896 S. 529.

[5]) Landolt und Börnstein, Physikalisch-chemische Tabellen 3. Aufl. 1895 S. 406, Resultate von Regnault und Wiedemann.

gebiet zwischen 1300° und 1700°, während Holborn und Austin ihre Messungen bis 800° aufwärts ausgedehnt haben. Die sämtlichen Zahlenwerte und Formeln wurden nach einheitlicher Umrechnung auf Millimeterpapier derart aufgetragen, daß die mittlere spezifische Wärme $\mathfrak{C}p_t$ zwischen 0 und ϑ^0 des Gases, bezogen auf 1 cbm bei 15° C und 1 at, als Ordinate in Abhängigkeit von der Temperatur ϑ^0 erschien, welche zur Abszisse gemacht worden war. Für jedes Gas wurde mit Rücksicht auf die Fehlergrenzen der Gasmaschinenversuche aus dem eingezeichneten Versuchsmaterial eine lineare Beziehung abgeleitet. Das einzige Gas, für dessen spezifische Wärme sich keine Angaben über die Beziehung zur Temperatur finden ließen, war Methan. Da sich bei den andern Gasen zeigte, daß die Steigerung der spezifischen Wärme mit der Temperatur ziemlich regelmäßig mit der Atomzahl zunahm, wurde durch graphische Interpolation zwischen den für die andern Gase gewonnenen Werten schätzungsweise ein Zwischenwert für Methan angenommen.

In der vorliegenden Arbeit wurde zur Einheit eines Gases diejenige Menge desselben gewählt, welche unter einer Temperatur von 15° C und unter dem Drucke von 1 kg/qcm = 1 at = 737,6 mm Hg (umgerechnet auf 15° C) den Raum eines Kubikmeters erfüllt. Mit dieser Bezugeinheit sind die Schaulinien für die mittlere spezifische Wärme $[\mathfrak{C}p]_0^\vartheta$ in ihrer Abhängigkeit von der Temperatur ϑ in Fig. 10 zusammengestellt.

(Schluß folgt.)

Bahnsteige und Hallen nordamerikanischer Bahnhöfe.

Von den Regierungsbaumeistern Dr.-Ing. **Blum** und **E. Giese.**

Die Bahnsteige dienen in Amerika nicht nur dem Personen-, sondern auch dem Gepäckverkehr und in Verbindung mit diesem auch dem Eilgut-(Expreßgut-)Verkehr. Besondere Gepäckbahnsteige haben wir in Amerika nur an wenigen Stellen bemerkt, z. B. auf dem Süd-Union-Bahnhof in Boston, bei dem zwischen einzelnen Gleispaaren von Gleismitte zu Gleismitte 5,4 m breite Gepäckbahnsteige vorhanden sind, ferner auf dem großen Endbahnhof der Pennsylvania-Bahn in Jersey City (New York). Dieser Bahnhof hat Bahnsteiggleise, von denen die nach den beiden Außenseiten gelegenen hauptsächlich dem Vorortverkehr, die inneren vorzugsweise dem Fernverkehr dienen. Da hier ein großer Gepäck- und Expreßgutverkehr abgewickelt werden muß, sind zwei besondere Gepäckbahnsteige angeordnet, welche die für Amerika ganz ungewöhnliche große Breite von 9,5 m (zwischen den Gleismitten gemessen) haben. Sie sind mit Holz gedielt; die Gepäckkarren und die ziemlich großen Eilgutkarren werden auf ihnen durch Pferde bewegt. Auch der Entwurf für den Umbau des Grand Central Depot der New York Central-Eisenbahn in New York sieht an einigen Stellen Gepäckladesteige vor.

Die gleichzeitige Benutzung der Bahnsteige für den Gepäckverkehr führt in Amerika, obwohl letzterer sehr groß ist und obwohl die Bahnsteige schmaler sind als in Deutschland, nicht zu Unzuträglichkeiten; hieraus und auch aus den Beobachtungen in andern Ländern glauben wir den Schluß ziehen zu dürfen, daß wir in Deutschland mit der Anlage von Gepäckbahnsteigen manchmal zu freigebig sind. Bei Kopfbahnhöfen ohne Uebergangverkehr können sie, wie der Stettiner Bahnhof in Berlin[1]) zeigt, mindestens für die Abfahrgleise entbehrt werden, wenn die Aufzüge an die richtige Stelle, also an das bahnseitige Ende der Bahnsteige, an dem die Packwagen der abgehenden Züge stehen, gelegt werden; auch bei Durchgangbahnhöfen sind besondere Gepäckbahnsteige wohl oft entbehrlich, wenn man unter entsprechender Ausgestaltung des Gepäcktunnels Aufzüge an den beiden Enden der Bahnsteige anordnet. Das Fehlen von Gepäckbahnsteigen vermindert aber nicht nur die Bahnhofbreite erheblich, sondern gestattet auch größere Freiheit in den Weichenanlagen, besonders in der Anordnung von Durchlaufgleisen.

Die Abmessungen der Personenbahnsteige weichen in Höhe und Breite von den deutschen Ausführungen wesentlich ab. Die Höhe der Bahnsteige ist nicht durch gesetzliche Bestimmungen geregelt, die für die ganze Union gelten; es fehlen sogar Vereinbarungen zwischen den Verwaltungen, die Durchgangverkehr pflegen, und oft sind innerhalb des Netzes derselben Gesellschaft große Unterschiede zu finden. Im allgemeinen sind auf den Durchgangstationen, wo die Hauptgleise fast ausnahmslos von den Reisenden überschritten werden müssen, die Bahnsteige in S.-O. angeordnet. Sie sind durch Kies, manchmal auch durch Ziegelpflaster befestigt; jedoch ist Holz die übliche Bahnsteigabdeckung auch für große Stationen. Auf den Bahnhöfen, an denen die Gleise an beliebiger Stelle von den Reisenden überschritten werden dürfen, ist meist der ganze Raum zwischen den Gleisen gedielt, so daß überhaupt keine Bahnsteigkante, also auch keine Abgrenzung des Bahnsteiges gegen das Gleis vorhanden ist — ein nicht gerade als betriebsicher zu bezeichnender Zustand. Das Hinaufklettern in die Wagen von den niedrigen Bahnsteigen ist recht unbequem; in die Pullman-Wagen können Frauen und ältere Leute nur mit Hülfe von Fußbänken gelangen, die die Wagendiener mitführen.

Wo Gleisüberschreitungen nicht in größerem Umfang notwendig sind, liegen die Bahnsteige vielfach 15 bis 20 cm über S.-O., so vor allem in den Kopfbahnhöfen und auf den Stationen des Vorort- und Nachbarschaftverkehrs, die in der Regel mit Außensteigen ausgerüstet sind. Nicht selten sind diese rd. 20 cm hohen, meist in Holz ausgeführten Bahnsteige an dem einen Ende der Station mittels einer Rampe in einen etwa 40 m langen hochgelegenen Teil übergeleitet, der, wie

Fig. 1 und 2.

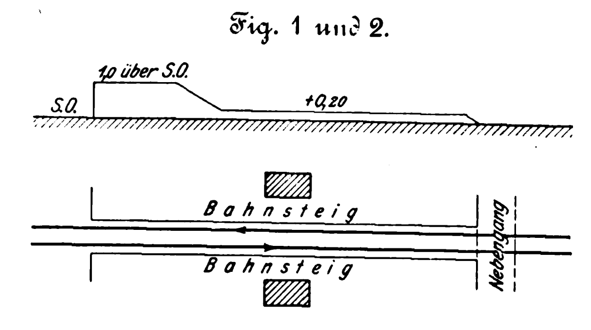


Fig. 1 und 2 zeigen, etwa 1 m über S.-O. liegt und als Ladesteig für Verladung von Eilgut (z. B. Milch) benutzt wird. Am andern Ende der Station sind die Bahnsteige dagegen bis auf S.-O. herabgeführt und hier durch einen gedielten Uebergang verbunden oder an die Querstraße angeschlossen, die die Bahn an der Station in Schienenhöhe kreuzt.

Hohe Bahnsteige sind in Amerika im Fernverkehr kaum vorhanden; auf den Stadtbahnen liegen dagegen die Bahnsteige meist etwa 1 m über S.-O., also um wenig tiefer als der Wagenfußboden.

Die Länge der Bahnsteige ist naturgemäß nicht nur bei den verschiedenen Gesellschaften, sondern auch innerhalb desselben Bahnhofes sehr verschieden. Im allgemeinen läßt sich aber sagen, daß die Bahnsteige bei gleichen Verkehrverhältnissen kürzer sind als in Deutschland; das ist erklärlich, weil in Amerika die Züge kürzer sein können, da sie nicht so viele verschiedene Wagenklassen führen wie in Europa. Auf Stationen in Durchgangform dürften die Bahnsteige nur ausnahmsweise länger als 200 m sein. Auf Kopfstationen

[1]) Der Stettiner Bahnhof hat vermutlich von allen Stationen Deutschlands zur Hochflut des Ostseebäderverkehrs den größten Gepäckverkehr; doch hat sich dieser selbst während des Umbaues des Bahnhofes ohne Gepäcksteige auf der Abfahrseite bewältigen lassen, ohne daß die Reisenden belästigt wurden. Nur zwei Ankunftgleise haben gemeinsam einen Gepäckbahnsteig.

schwankt die Länge von etwa 180 bis 260 m; doch sind auf so bedeutenden Bahnhöfen wie dem Endbahnhof der Reading-Bahn in Philadelphia oder dem der Rock Island-Bahn in Chicago einzelne Bahnsteige nur 120 m lang. In St. Louis zeigte der Hauptbahnhof vor seinem Umbau zum Teil Bahnsteiglängen von nur 130 m, die sich jedoch als zu kurz herausgestellt haben und bis auf 230 m verlängert worden sind. In dem Entwurf zum Umbau des Grand Central Depot in New York sind die Bahnsteige in Längen von 210 bis 450 m vorgesehen. Letzteres Maß darf wohl als zu groß bezeichnet werden, selbst wenn man bei der Abfahrt mehrere Züge auf demselben Gleis hintereinander aufstellt, was an und für sich schon wenig empfehlenswert ist.

Auch die **Breite** der Bahnsteige ist geringer als in Deutschland. Einseitig benutzte Bahnsteige sind auch an Stationen mit starkem Verkehr, z. B. an Vorortstationen, nur 3,2 m von Mitte Gleis bis zum Gebäude oder zum Geländer oder etwa 1,70 m zwischen den Kanten breit. Auf den Kopfbahnhöfen geht die Breite der zweiseitig benutzten Bahnsteige kaum über 4,5 m, von Kante zu Kante gemessen, hinaus; der Abstand der Gleismitten beträgt z. B. bei folgenden großen neueren Kopfstationen:

Broad Street-Station, Philadelphia	7,8 m
Reading Depot	8,5 »
Süd-Union-Bahnhof, Boston	7,2 »
Pennsylvania-Bahnhof, Jersey City (New York)	7,0 »
Hauptbahnhof Pittsburg	6,0 bis 8,0 »
Rock Island-Bahnhof, Chicago	7,3 »

Diese Maße werden bei einem der größten Endbahnhöfe Amerikas, nämlich dem alten Grand Central Depot in New York, noch wesentlich unterschritten. Dort sind die zweiseitig benutzten Zungenbahnsteige zwischen den Kanten nur 3 m breit; ein einseitig benutzter Bahnsteig hat dort sogar nur eine Breite von 1 m, so daß auf ihm kaum zwei Personen einander ausweichen können. Bei dem jetzt aufgestellten Umbauentwurf haben die Fernbahnsteige rd. 8,2 m, die Vorort-Abfahrtbahnsteige 8,5 bis 9 m, die Vorort-Ankunftbahnsteige 7,7 bis 8,8 m Breite zwischen den Gleismitten erhalten.

Wenn es auch keiner Erwähnung bedarf, daß die jetzigen Bahnsteige im Grand Central Depot nicht genügend breit sind, so genügen doch auf den andern erwähnten Stationen die Bahnsteige dem Verkehr; wir haben weder durch persönliche Beobachtungen noch in Besprechungen ermitteln können, daß die Bahnsteige nicht breit genug sind. Bedenkt man hierbei, daß in Amerika auf den Personenbahnsteigen mit wenigen Ausnahmen auch der Gepäckverkehr abgewickelt wird, so erscheint uns der Schluß nicht unberechtigt, daß wir in Deutschland in der Breite von Bahnsteigen manchmal etwas verschwenderisch sind

Allerdings ist hierbei zu beachten, daß in Deutschland schienenfreie Zugänge zu den Bahnsteigen (durch die die Bahnsteigbreite eingeschränkt wird) auf größeren Stationen fast allgemein vorhanden sind, während sie in Amerika nur seltene Ausnahmen sind. Aber auch die größeren Durchgangbahnhöfe, die schienenfreie Zugänge besitzen, haben geringere Bahnsteigbreiten als entsprechende deutsche Bahnhöfe, so z. B.:

Albany	7 bis 8 m	zwischen den Gleismitten.
Randolph-Straße, Chicago	8,0 »	
Pennsylvania-Bahnhof, New York (Entwurf)	9,5 »	

Auch auf den Stadtbahnen sind die schienenfrei zugänglichen Inselbahnsteige verhältnismäßig schmal, z. B.:

auf der neuen Tiefbahn in New York	8,8 m
» » Hochbahn in Boston	6 bis 7 »
auf Vorortstationen der Illinois Central-Bahn bei Chicago	7 » 7,5 »

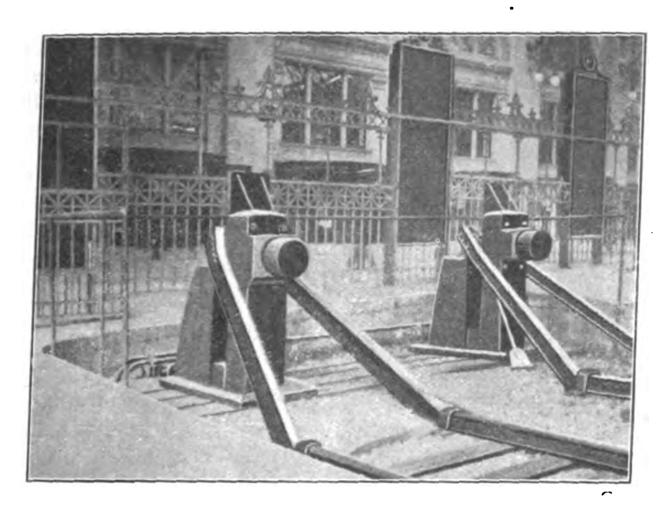
Bezüglich der Zugänge zu den Bahnsteigen und ihrer Verbindung untereinander sei auf eine in Amerika bei großen Durchgangstationen nicht seltene Anordnung kurz hingewiesen. Die Bahnsteiggleise erhalten hier nämlich doppelte Zuglänge und werden in der Mitte von einem gedielten Uebergang gekreuzt, der die Zwischenbahnsteige mit dem Hauptbahnsteig und so mit dem Empfangsgebäude verbindet. Die Züge werden nun rechts und links von dem Ueberweg aufgestellt, und der Bahnhof wird bezüglich der endigenden und beginnenden Züge wie zwei aneinander geschobene Kopfbahnhöfe betrieben: eine Anlage, die sich auch in Europa findet, z. B. in Verona, Ventimiglia, und die eine gewisse Berechtigung hat, wenn schienenfreie Zugänge zu den Bahnsteigen fehlen. Dies ist aber in Amerika auf Durchgangbahnhöfen fast regelmäßig der Fall, selbst auf Vorortstationen. Eine Ausnahme machen nur die Haltestellen der Stadtbahnen und im Fernverkehr nur einige neuere Bahnhöfe, wie Albany, West-Philadelphia, oder der in Durchgangform angelegte Endbahnhof der Illinois Central-Bahn in Chicago. Der Bahnhof Albany, für den das Vorbild Hannover nicht zu verkennen ist, liegt hoch, und die Bahnsteige sind durch Tunnel zugänglich. Auch hierin nimmt er in Amerika eine Ausnahmestellung ein, da **Bahnsteigbrücken** als schienenfreie Zugänge weit häufiger angewendet werden als Tunnel; so erhalten z. B. auch die Vorortstationen der New York Central-Bahn in der Nähe von New York bei ihren aus Anlaß der Einführung des elektrischen Betriebes vorzunehmenden Umbauten fast durchweg schienenfreie Zugänge mittels Brücken.

Ohne Schienenübergänge zugänglich sind naturgemäß die Zungenbahnsteige der Kopfbahnhöfe, die sämtlich an den Querbahnsteig angeschlossen werden. Dieser **Kopfbahnsteig** (lobby oder concourse genannt) spielt auf den amerikanischen Bahnhöfen eine größere Rolle als in Deutschland, da Kopfstationen mit seitlichen Zugängen, wie etwa der Potsdamer und der Lehrter Bahnhof in Berlin, oder mit Hülfszugängen am bahnseitigen Ende der Bahnsteighalle, wie der Tunnel im Bahnhof Frankfurt a. M., in Amerika unbekannt sind. Außerdem dient der Kopfbahnsteig bei der dürftigen Ausstattung der Stationen mit Warteräumen als eine Art Wandelhalle, in der oft auch ein Teil der Abfertigungsgeschäfte abgewickelt wird; auch bildet er nicht selten den einzigen Zugang zu einzelnen Räumen, z. B. zu den Aborten für Männer oder zum Speiseraum. Der Kopfbahnsteig hat daher in Amerika im allgemeinen größere Abmessungen als in Deutschland und erhält seiner Bedeutung entsprechend auch eine besondere Ausbildung in dem Aufbau und der Architektur der Gebäude. Er gliedert sich fast stets in einen größeren, nach dem Empfangsgebäude hin gelegenen, allgemein zugänglichen Teil und einen kleineren, durch die Bahnsteigsperre abgetrennten Teil, von dem aus sich die Zungensteige entwickeln; dieser Teil ist selten breiter als 5 m, häufig aber so schmal, daß hinter den Prellböcken nur enge Durchgänge frei bleiben. Getrennt werden die beiden Teile in der Regel durch hohe Gitter, die meist in Schmiedeisen recht geschmackvoll ausgeführt sind; nur der sonst reich ausgestattete Süd-Union-Bahnhof in Boston zeigt ein häßliches Holzgitter. Die Türen in den Gittern liegen meist in der Verlängerung jedes Zungensteiges; sie werden vielfach als Schiebetüren ausgeführt, die von selbst zufallen und nicht ständig überwacht werden. Neben oder über den Türen sind deutliche Tafeln angebracht, auf denen die Abfahr- und Ankunftzeit der Züge für das betreffende Gleis angegeben ist. Die Tafeln sind entweder fest und enthalten in diesem Falle sämtliche auf dem betreffenden Bahnsteig ankommenden und abgehenden Züge mit den Fahrzeiten, oder sie sind beweglich und zeigen immer nur den Zug an, der demnächst ankommt oder abfährt. Hierbei werden nicht nur die Endstationen, sondern meist auch alle wichtigen Zwischenstationen angegeben. Die Schilder sind bei einzelnen Ausführungen im Grundriß dreieckförmig über den Türen angebracht, so daß sie auch vom Ende des Bahnsteiges aus bequem zu lesen sind; sie sind nicht selten in Form von Transparenten hergestellt. Die Zeitanzeiger, die die Ankunft- und Abfahrzeiten der Züge angeben, sind mehrfach in Form von Zifferblättern mit beweglichen Zeigern angeordnet, eine Einrichtung, die sich auch auf englischen Bahnen mehrfach findet, aber nicht empfehlenswert sein dürfte, da sie leicht zu Irrtümern führen kann, insofern eine Verwechlung mit Uhren stattfindet.

Soweit die Verkehranlagen der Bahnhöfe in zwei Geschossen untergebracht sind, sind zur Beförderung des Gepäcks zwischen den Bahnsteigen und den Gepäck- und Eilguthallen

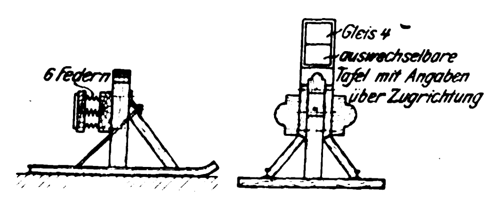
Aufzüge vorhanden. Sie finden sich auch an solchen Stationen, die zwar eingeschossige Empfangsgebäude haben, wo aber das Gepäck ganz oder zum Teil im Kellergeschoß abgefertigt wird, so z. B. bei dem alten Grand Central Depot

Fig. 3.
Prellbock mit Gummieinlage auf dem Grand Central Depot in New York.



in New York und bei dem Hauptbahnhof in Pittsburg. Im allgemeinen sind sie indes weit weniger zahlreich als in Deutschland, so daß das Gepäck vielfach über die Gleise hinüber befördert werden muß. Auf Kopfstationen liegen die Aufzüge

Fig. 4 und 5.
Prellbock mit Federung auf der Station an der Camdenstraße in Baltimore.



meist in der Nähe des Querbahnsteiges an den Enden der Gleise, von denen nicht selten einzelne zur Unterbringung des Aufzuges verkürzt werden. Auch an dem bahnseitigen Ende der Bahnsteige befinden sich häufig Aufzüge. Sie haben nach unsern Begriffen sehr große Abmessungen; so sind Maße von 1,4 auf 4,5 m, 1,8 auf 3,2 m, 6 auf 1,5 m, dann aber auch von 5,5 auf 5,5 m ausgeführt. Die Aufzüge werden in der Regel durch Preßwasser oder Elektrizität betrieben.

In den Kopfbahnhöfen endigen die Bahnsteiggleise stets stumpf; Verbindungen durch Weichen, Drehscheiben oder Schiebebühnen haben wir nirgendwo bemerkt. Der Abschluß der Gleise ist nach unsern Anschauungen nicht genügend gesichert, da die Prellböcke, wo solche überhaupt vorhanden sind, nach Fig. 3 bis 7 sehr schwach sind. Die besten Ausführungen, bei denen eine Anordnung gewählt ist, die dem Mittelbuffer des Wagens in Höhe und Lage entspricht, zeigen Fig. 3, 4 und 5. Die Prellböcke bestehen meistens aus Holz und sind mit den Schienen unmittelbar oder durch zwischengeschaltete Eisenteile verbunden. Sie zeigen eine schwache Federung oder eine etwa 25 cm starke Gummieinlage, dürften aber einem kräftig auffahrenden Zuge nicht genügenden Widerstand entgegensetzen. Noch schwächer ist die in Fig. 8 dargestellte Anordnung, die man wegen ihrer geringen Höhe eigentlich nur als eine Art Gleissperre bezeichnen kann. Die Gleise sind auch nicht wie bei uns mit Sand überschüttet; doch liegt manchmal einige Meter vor dem Ende des Gleises ein Bremsschuh auf; um nicht abgeschleudert zu werden, wird er nach Fig. 9 manchmal so ausgebildet, daß er den Schienenkopf fest umfaßt. Wasserdruck-Prellböcke scheinen unbekannt zu sein.

Fig. 6 und 7.
Prellbock mit Federung auf der Hochbahn in New York.

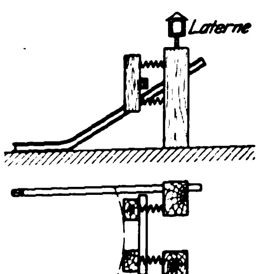


Fig. 8. Prellbock.

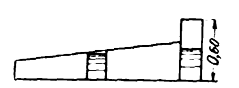
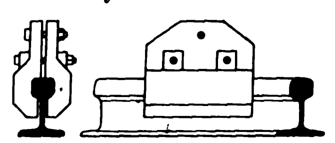


Fig. 9. Bremsschuh.



Da die Amerikaner bis vor kurzem ihre kleineren Stationen wenig vollkommen ausführten, dagegen für ihre großen Bahnhöfe schon seit langer Zeit erhebliche Mittel aufgewandt haben, ist es erklärlich, daß auch bei den Bahnsteigüberdachungen die großen Hallen der Endbahnhöfe die Hauptrolle spielten und bei manchen Linien überhaupt die einzigen Formen von Ueberdachungen waren. In neuerer Zeit ist jedoch hierin wie auch im Bau von Empfangsgebäuden ein Umschwung eingetreten, und viele Eisenbahngesellschaften beginnen jetzt damit, auch auf ihren kleineren Stationen die Bahnsteige mit Hallen auszurüsten. Auf kleineren und mittleren Stationen und wohl überhaupt auf den meisten Bahnhöfen in Durchgangform sind große weitgespannte Hallen nicht zu finden; hier sind vielmehr die Bahnsteige einzeln überdacht, während die Gleise freigelassen sind. Die Ueber-

Fig. 10.
Hölzerne Bahnsteighalle bei der Illinois Central-Bahn.

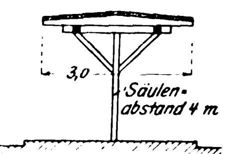
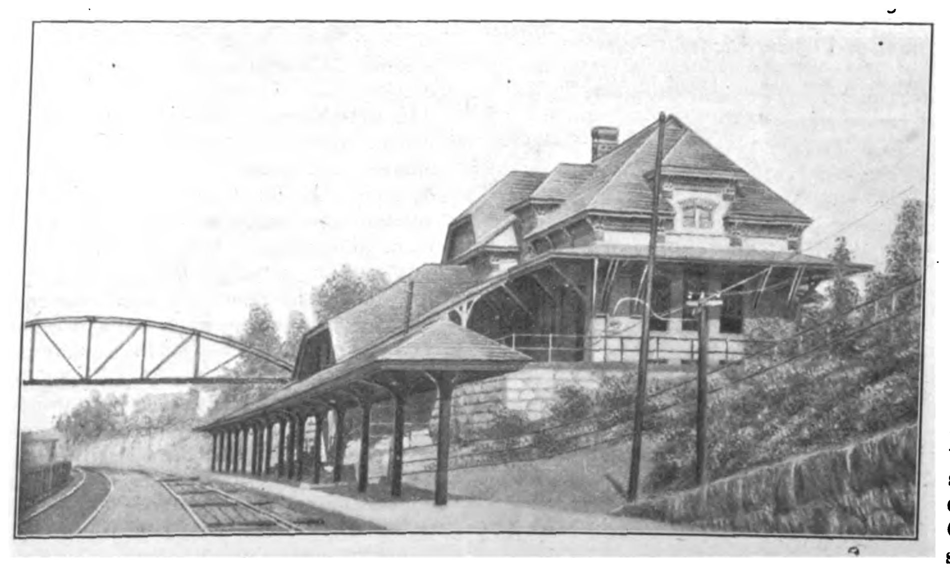


Fig. 11. Vorortstation der Boston und Albany-Bahn.



dachung reicht hierbei im allgemeinen nicht über die Bahnsteigkante hinaus, so daß der Regen zwischen dem Eisenbahnwagen und der Bahnsteigüberdachung durchschlagen kann. Verhältnismäßig weit zahlreicher als bei uns werden einstützige Hallen verwendet, die nicht wie in Deutschland allgemein aus Eisen, sondern häufig aus Holz hergestellt, in diesem Fall allerdings meist sehr schmal sind. Beispiele hierfür zeigen die Figuren 10 bis 12, die sämtlich eine recht einfache Form aufweisen und häufig einen zweckentsprechenden Längsverband vermissen lassen. Die hölzernen einstützigen Hallen sind unsres Wissens ausnahmslos mit Satteldächern, also mit einem in der Mitte durchlaufenden First ausgeführt. Diese Form hat allerdings den Nachteil, daß die Säulen höher und daß — wenn überhaupt Rinnen ausgeführt werden — deren zwei vorgesehen werden müssen; die Amerikaner sparen sich aber häufig die Anlage von Rinnen und lassen den Regen einfach von der Dachkante abtropfen, sogar ohne die in England gebräuchliche senkrechte Schlagwand anzuwenden. Die einzelnen Hölzer sind vielfach durch einfache Verzierungen gehoben, so daß die ganze Bauart einen gefälligen Eindruck macht.

Fig. 12.

Empfangsgebäude der Boston und Albany-Bahn.

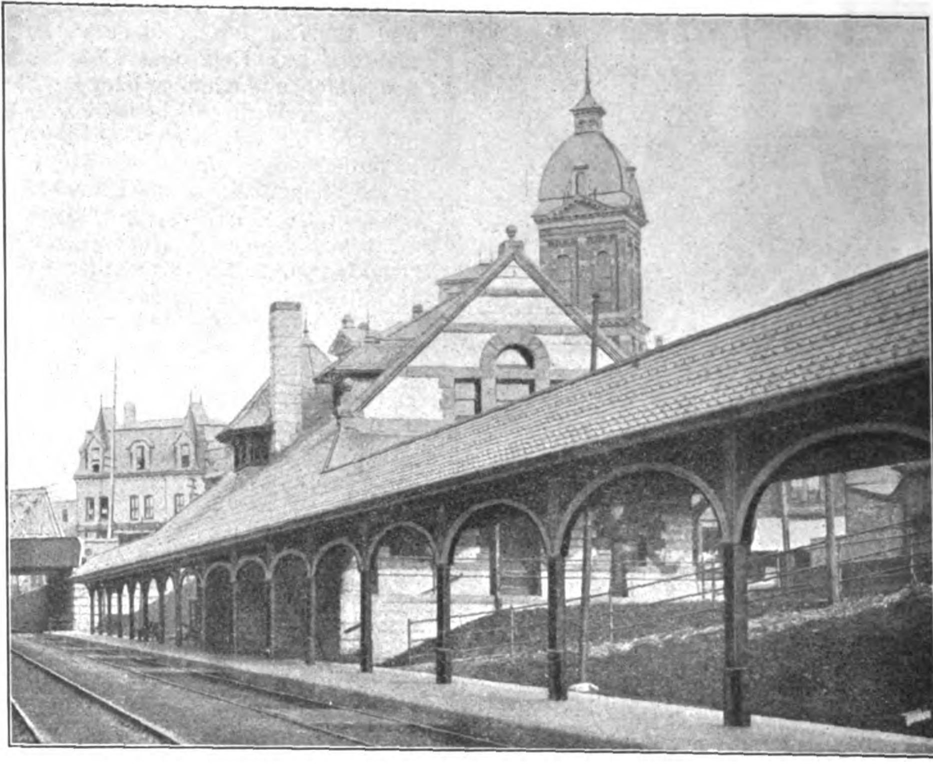
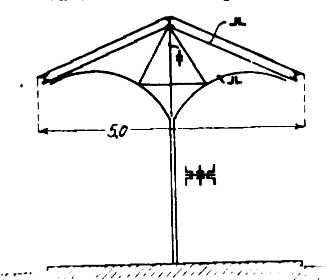


Fig. 13.

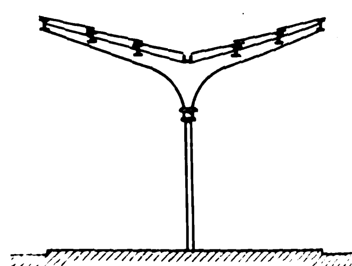
Bahnsteigüberdachung der Pennsylvania-Bahn in Emporium.



Neben den einstützigen hölzernen Ueberdachungen sind auch nach Fig. 13 bis 16 Ausführungen aus Eisen, besonders bei den Stadtbahnen, anzutreffen. Sie sind, da die Bahnsteige in Amerika schmaler sind als bei uns und die Dächer höchstens bis zur Bahnsteigkante reichen, selten über 4 m breit, können daher ganz leicht gehalten werden und machen in der Regel einen recht gefälligen Eindruck, der noch durch eine geschwungene Dachform gehoben wird. Der Längsverband dieser einstützigen eisernen Hallen ist nach Fig. 14 und 15 vielfach so ausgebildet, daß über den Säulenreihen ein Gitterlängsträger liegt. Als Säulen dienen, obwohl sie erhebliche Zugbeanspruchungen aufzunehmen haben, oft gußeiserne Röhren, an die sich die aus Schmiedeisen bestehende Dachkonstruktion in einer nicht immer einwandfreien Verbindung anschließt. In neuerer Zeit gehen die Amerikaner auch dazu über, einstützige Hallen mit einem Dach auszurüsten, dessen beide Seiten nach der in Deutschland mehrfach angewendeten Bauart nach der Mitte zu fallen. So zeigt Fig. 16 einen für den neuen großen Bahnhof in Washington vorgeschlagenen Querschnitt.

Fig. 16.

Bahnsteigüberdachung auf dem neuen Zentralbahnhof in Washington.

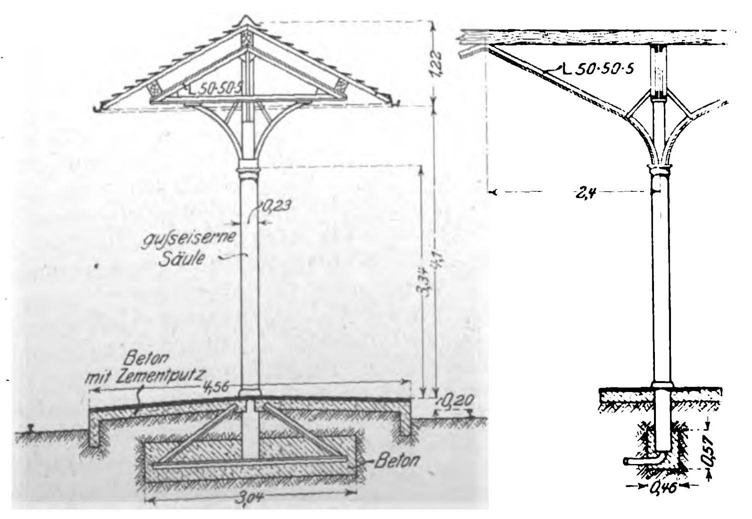


In Amerika nennt man diese beiden Arten von einstützigen Ueberdachungen »Regenschirmdach« bezw. »Schmetterlingsdach«.

Neben den einstützigen Hallen sind, wenn auch seltener, nach Fig. 17 bis 20 zwei- und mehrstützige aus Holz, aus Eisen oder in Verbindung beider Baustoffe ausgeführt. Fig. 17 zeigt eine Bahnsteigüberdachung mit einer dreistützigen Holzkonstruktion von sehr einfachem Querschnitt. In Fig. 18 bis 20 sind Beispiele von Bahnsteigüberdachungen dargestellt, bei denen die Querbinder gewissermaßen als überkragende Träger auf zwei Stützen ausgebildet sind. Eigenartig sind in Fig. 20 die Eckversteifungen zwischen den Säulen und dem Querbinder, die man allenthalben bei Hochbau- und Brückenkonstruktionen in Amerika bemerken kann.

Fig. 14 und 15.

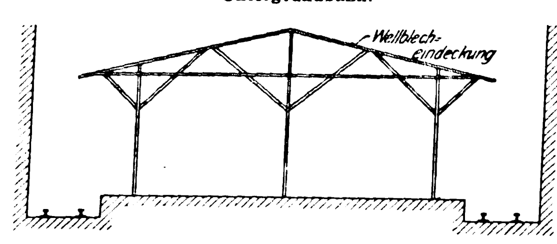
Bahnsteigüberdachung auf dem Bahnhof in Dayton.



Wenn hiernach die Ueberdachungen der kleineren und mittleren Stationen noch keine weitgespannten Ausführungen zeigen, so sind die großen Endbahnhöfe vielfach mit Hallen überdacht, die unsre größten Spannweiten übertreffen. Wenn man die amerikanischen Ingenieure hört und die Veröffentlichungen in amerikanischen Zeitungen liest, kann man sich des Eindruckes nicht erwehren, daß für die großen Spannweiten der Gleishallen der Kopfstationen manchmal weniger Gründe der Zweckmäßigkeit, als vielmehr die Sucht maßgebend gewesen ist, bei jedem neuen Bau die früheren Ausführungen durch noch größere Spannweiten zu übertrumpfen.

Fig. 17.

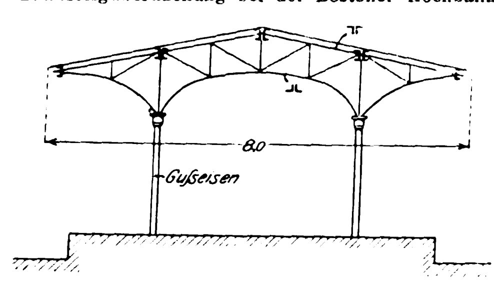
Bahnsteigüberdachung in einem Einschnitt der Bostoner Untergrundbahn.



Im allgemeinen sind die großen Bahnhofhallen als Zwei- oder Dreigelenkträger ausgebildet. Bei diesen Bogenhallen reichen die Binder nach Fig. 21 vielfach bis in Gleishöhe herab, so daß also das untere Gelenk ungefähr in Höhe der Schienenoberkante liegt. Daneben kommen nach Fig. 22 auch Hallen vor, bei denen die Binder erst in einiger

Fig. 18.

Bahnsteigüberdachung bei der Bostoner Hochbahn.



Höhe über den Gleisen auf einer senkrechten Wand aufruhen. In beiden Fällen sind jedenfalls senkrechte Seitenwände angeordnet, die teils ganz offen, teils aber auch ausgemauert, dann aber mit zahlreichen Fenstern durchbrochen sind. Der Fußpunkt der Halle ist häufig nicht in Gelenkform ausgeführt, sondern, wie z. B. in Fig. 23, mit dem Erdboden so fest verbunden, daß von einer gelenkartigen Stützung nicht mehr die Rede sein kann. Diese Hallen sind also, da der Scheitelpunkt als Gelenk ausgebildet ist, nicht als Drei-, sondern eher als Eingelenkbogen zu bezeichnen. Die tat-

Fig. 19.

Bahnsteigüberdachung auf der Station West-Philadelphia.

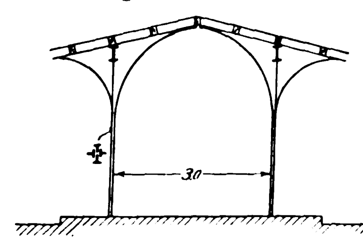
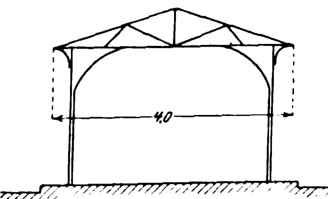


Fig. 20.

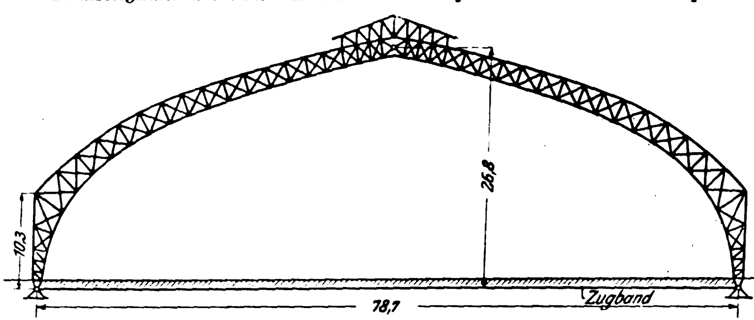
Bahnsteigüberdachung auf dem Bahnhof in Albany.



sächlich mit Gelenkauflagerung ausgerüsteten Hallen, wie z. B. die nach Fig. 21 zahlreich ausgeführten, haben nicht selten ein Zugband, das unter den Bahnsteigen entlangführt und dann teilweise in die Decke von Bahnsteigtunneln einschneidet. Die Unterhaltung dieses Zugbandes muß recht

Fig. 21.

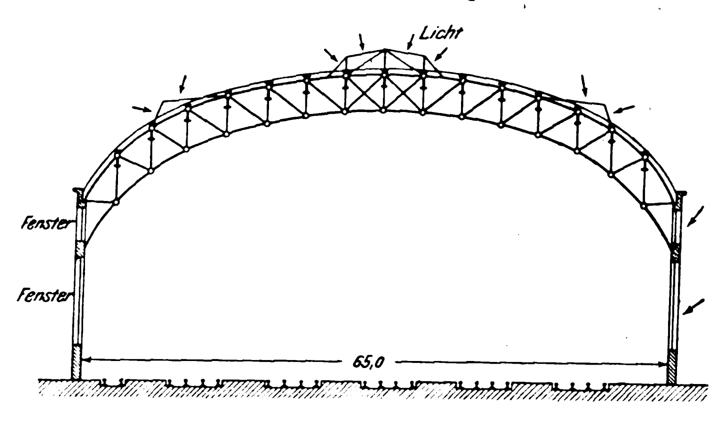
Bahnsteighalle auf dem Bahnhof der Pennsylvania-Bahn in Philadelphia.



schwierig sein. Dagegen hat die in Fig. 22 dargestellte Halle der Rock Island-Bahn in Chicago, bei der der Bogenträger auf den aus Eisenfachwerk gebildeten Seitenwänden aufruht, kein Zugband, obwohl ein solches hier zweckmäßig wäre. Die Knotenpunkte der Hallenbinder sind vielfach wie auch bei den älteren Brücken in Amerika mit Gelenkbolzen ausgeführt; doch scheint sich auch hier der Uebergang zu genieteten Verbindungen anzubahnen. Die Hauptbinder sind häufig als Zwillingsbinder angeordnet. Für Oberlicht ist bei den Zwei- und Dreigelenkbogenhallen meist gut gesorgt, wenn es auch häufig infolge schlechter Unterhaltung verschmutzt ist. Eine besonders gute Beleuchtung, die vor allem durch das Seitenlicht und durch das Stirnlicht in den Hallenschürzen bedingt wird, zeigt die Halle des Rock Island-Bahnhofes in Chicago (vergl. Fig. 22).

Fig. 22.

Bahnsteighalle der Chicago, Rock Island und Pacific-Bahn an der La Salle-Straße in Chicago.



Die Hallen haben nicht selten seitliche Anbauten in Form von Kragdächern, wie dies aus Fig. 23, 24, 27 und 28 zu ersehen ist. Schon bei diesen Hallen zeigt sich eine gewisse Einschränkung der Stützpunktentfernung, da man darauf verzichtet hat, sämtliche Gleise mit einer einzigen Halle zu überspannen, und statt dessen eine freiere und hellere Bauart mit geringerer Spannweite, aber mit Kragdächern für die äußersten Bahnsteige bevorzugt hat. Die Amerikaner kommen nämlich offenbar von den großen freien Spannweiten ab. Allerdings hat die Sucht, die »größte Halle in der Welt« zu besitzen, in den letzten Jahren noch bei einzelnen Bahnhofumbauten dazu geführt, möglichst weite Hallen zu erbauen. So sind auf dem Süd-Union-Bahnhof in Boston (vergl. Fig. 25) und bei dem Endbahnhof in St. Louis (vergl. Fig. 26) Hallen von 172 und 183 m Weite entstanden. Diese Dächer machen aber überhaupt nur äußerlich den Eindruck einer weit gespannten großen Halle, da sie eine einheitliche bogenförmige Dachfläche zeigen, und auch dieser Eindruck ist nur durch eine »architektonische Lüge« hervorgerufen; denn die anscheinend so weit gespannten Bogen sind gar keine Bogenträger, sondern durch Anordnung von Mittelsäulen als Balken auf mehreren Stützen ausgebildet, da ein Bogenträger eine unwirtschaftlich große Höhe erfordern würde. Eine derartige

Konstruktion ist unseres Erachtens aus mehreren Gründen verfehlt. Zunächst gehen auf dem ungeheuern, breiten Dach so große Schnee- und Regenmengen nieder, daß die Wasserabführung große Schwierigkeiten bereitet und das Dach kaum dicht zu halten ist; ferner machen diese Dächer wegen ihrer großen Spannweite und der durch die Mittelstützen bedingten unschönen Form der Hauptbinder einen gedrückten Eindruck. Des weiteren scheint auch die Rauchabführung auf Schwierigkeiten zu stoßen; wenigstens sind die Hallen in Boston und besonders in St. Louis trotz ihres verhältnismäßig geringen Alters so verqualmt, daß in der Mitte kaum noch etwas von der Eisenkonstruktion zu sehen ist. Dann gestatten diese großen Dächer nur sehr schlechte Tagesbeleuchtung; von den Seitenwänden kann kaum ein Lichtstrahl nach der Mitte der Halle dringen, da die Wände zu weit voneinander entfernt sind, und da sie, um den Bau verhältnismäßig billig zu erhalten, nicht sehr hoch geführt werden dürfen. Die vorhandenen Oberlichte sind aber entweder zu gering bemessen oder zu schlecht gereinigt. Endlich sind die Kosten derartig weit gespannter Dächer trotz der architektonisch zu geringen Höhe sehr erheblich.

Aehnliche Dachbinder sind mit geringeren Spannweiten auch schon in früherer Zeit zur Ausführung gekommen; so zeigt Fig. 27 die Halle der Chicago und North Western-Bahn in Chicago, die aus zwei Schiffen besteht und dementsprechend 3 Säulenreihen hat. Auch bei dieser Halle ist trotz des Oberlichtes und obwohl die Seitenwände, die allerdings durch die Kragdächer etwas verdunkelt werden, ganz offen sind, die Tagesbeleuchtung mangelhaft. Zweckmäßiger sind Ausführungen nach Fig. 28 und 29 mit gutem seitlichem Lichteinfall.

Fig. 23 und 24. Halle der Southern Pacific-Bahn in Houston.

Fig. 23.

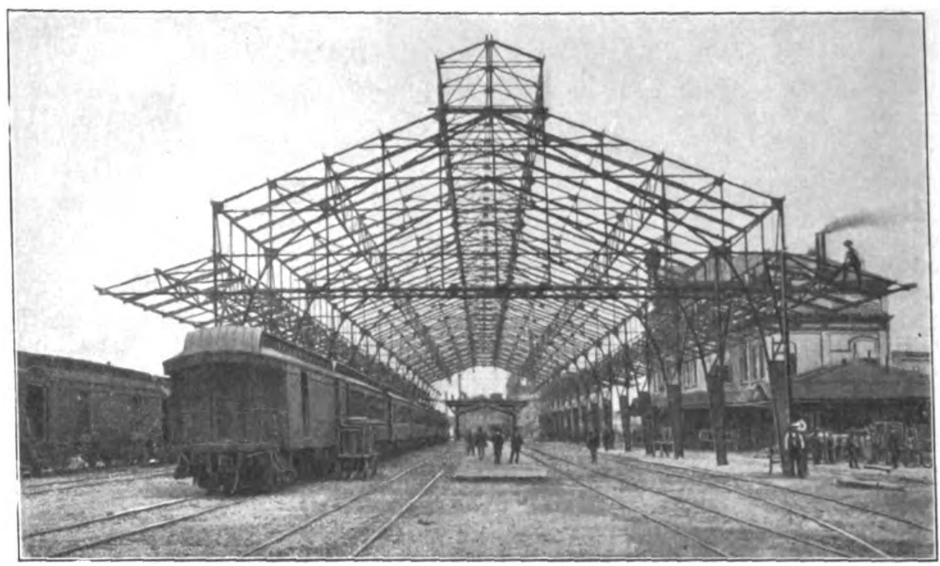


Fig. 24.

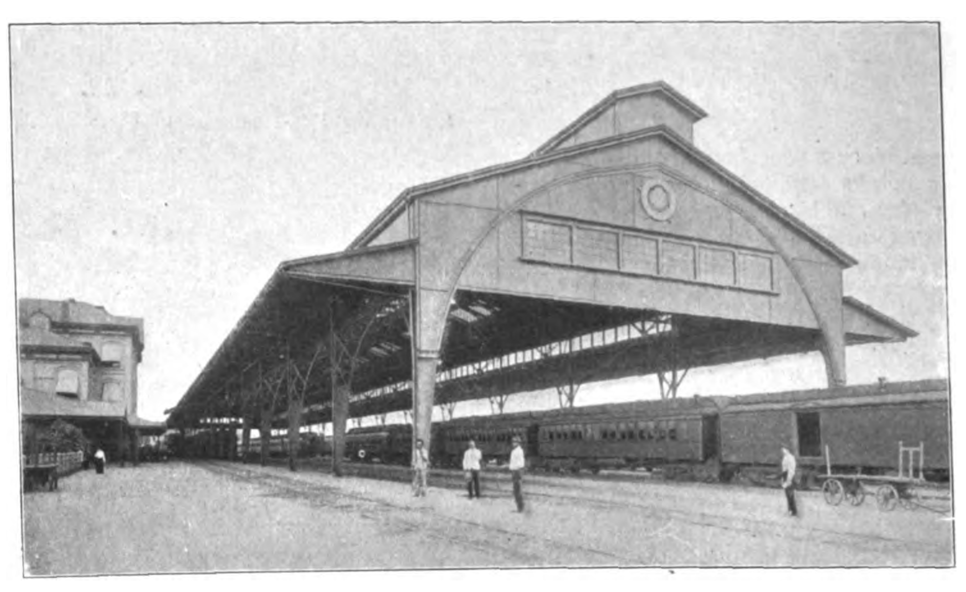


Fig. 25.

Bahnsteighalle der South Union-Station in Boston.

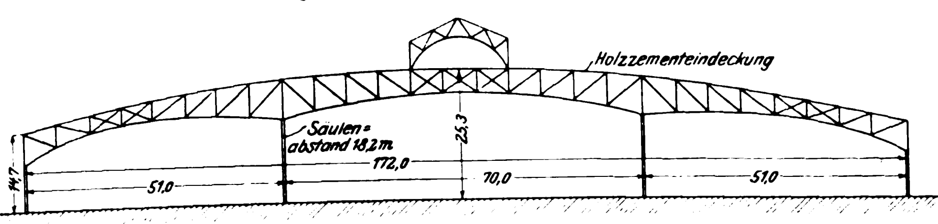
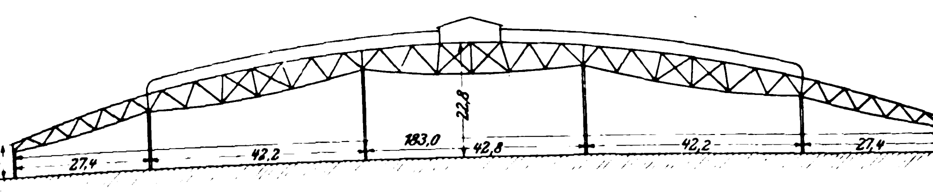


Fig. 26.

Bahnsteighalle des Hauptbahnhofs in St. Louis.

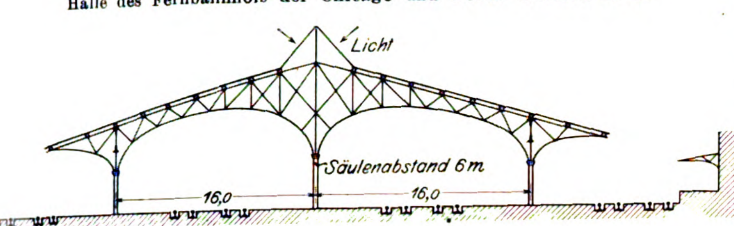


Im allgemeinen dürften wohl statt der weit gespannten Hallen mit glatt durchgehender Dachfläche solche nach Fig. 30 und 31 zweckmäßiger sein, bei denen die Halle in mehrere Längsschiffe aufgelöst und jedes besonders überdacht und entwässert ist.

Infolge der Nachteile, die sich bei weit gespannten Hallen gezeigt haben, bezeichneten viele Ingenieure uns gegenüber die Bauart großer geschlossener Bahnhofhallen überhaupt als verfehlt, und viele stehen auf dem Standpunkt, daß man auch auf größeren Bahnhöfen an Stelle einer weit gespannten Halle nur kleine Bahnsteigüberdachungen anlegen soll, die abgesehen von andern Vorzügen den großen Vorteil haben, daß sie in Bau und Unterhaltung weit billiger sind, dagegen nur den einen Nachteil bieten, daß sie dem Reisenden bei schlechtem, kaltem Wetter nicht so viel Schutz gewähren wie die geschlossenen Hallen. Für den großen Endbahnhof in Washington, der seiner ganzen Bauanlage nach eine Musterausführung darstellen soll, sind daher an Stelle einer großen geschlossenen Halle die kleinen Einzelüberdachungen der Zungensteige nach Fig. 11, die mit Kupfer und Drahtglas eingedeckt werden, zur Ausführung bestimmt. Für die

Fig. 27.

Halle des Fernbahnhofs der Chicago und North Western-Bahn.



Einzelüberdachungen war allerdings mitbestimmend, daß die Kuppel des Kapitols nicht durch eine hohe Bahnhofhalle beeinträchtigt werden sollte; auch hat Washington verhältnismäßig milde Winter.

Die großen Bahnhofhallen bereiten bei Kopfbahnhöfen außerdem noch Schwierigkeiten bei der Beleuchtung der Rückwand des Empfangsgebäudes. Die Empfangsgebäude der Kopfstationen sind nämlich in der Regel mehrstöckige Geschäftsgebäude, von denen nur die beiden unteren Stockwerke für den öffentlichen Verkehr dienen. Es kommt daher darauf an, den Diensträumen auch von der Rückseite, d. h. von Bahnsteigseite aus, Tageslicht zuzuführen. Die hohe Bahnsteighalle kann also im Gegensatz zu unsern Kopfbahnhöfen nicht bis an das Gebäude herangeführt werden, sondern es ist zwischen beiden eine Art Lichtschacht freizuhalten. Dieser Lichtschacht muß nach Fig. 32 mit einer möglichst niedrigen Decke überdacht werden, um auch den untersten Geschossen noch Licht zuzuführen. Will man den Abschluß der Bahnsteighalle mit den übrigen Bahnsteiganlagen in eine innerlich begründete Verbindung bringen, so ergibt sich als Raum für den Lichtschacht folgerichtig der Querbahnsteig. Dieser wird daher, während die Gleishalle die Form des Längsschiffes zeigt, zu einem niedrigen Querschiff ausgebildet. Da das Dach dieses Querschiffes ebenfalls sehr niedrig gehalten werden muß, so ist eine befriedigende architektonische Lösung recht schwierig. Bei den älteren Gebäuden ist der Kopfbahnsteig in der Regel mit einer wagerechten oder wenig geneigten flachen Decke überdacht, was einen gedrückten Eindruck hervorruft. Auch der mit einem Fischbauchträger überspannte Kopfbahnsteig des Haupt-

Fig. 32.

Querschnitt durch den Kopfsteig eines größeren Empfangsgebäudes in Kopfform.

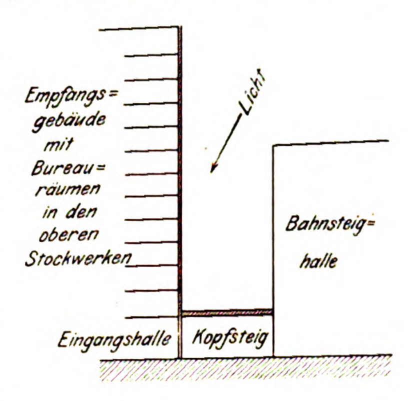


Fig. 28.

Halle des Bahnhofs an der Dearborn-Straße in Chicago.

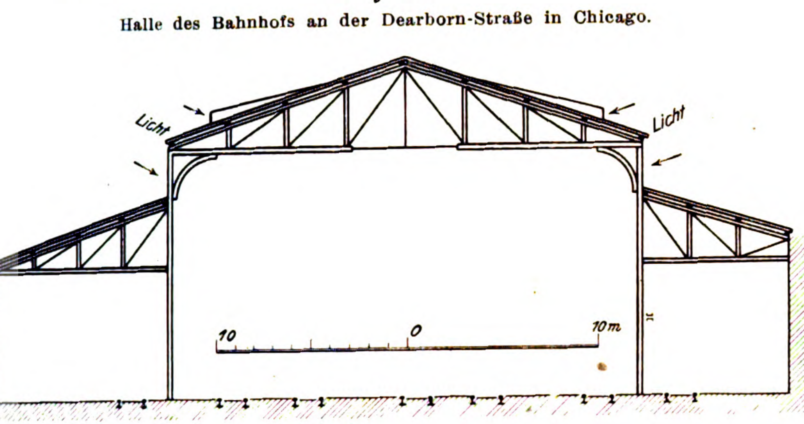


Fig. 33.

Querschnitt durch den Kopfbahnsteig La Salle Street in Chicago (Rock Island-Bahn).

Fig. 29.

Ueberdachung der Hochbahnstation Charlestown in Boston.

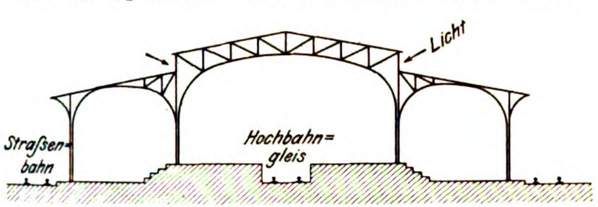
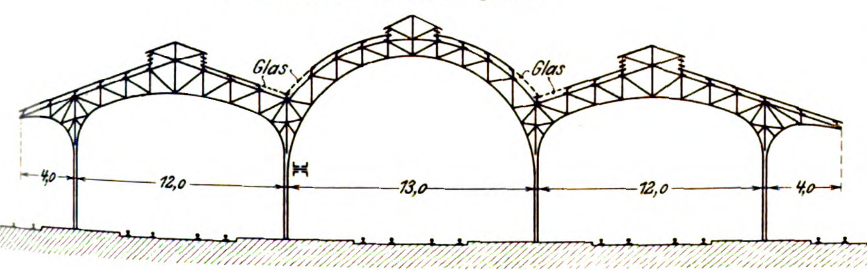


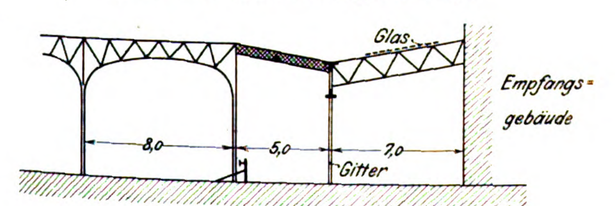
Fig. 30 und 31.

Bahnsteighalle der Union-Station der Illinois Central-Bahn in New Orleans.

Querschnitt durch die Haupthalle.



Querschnitt durch den Kopfbahnsteig.



bahnhofes in St. Louis kann nicht ganz befriedigen, obwohl wegen der eigenartigen Raumeinteilung des Empfangsgebäudes die Ueberdachung verhältnismäßig hoch gelegt und mit reichlichen Oberlichten ausgestattet werden konnte. Die einzige befriedigende Lösung der Kopfbahnsteigüberdachung, die wir in Amerika bemerkt haben, ist die in Fig. 33 dargestellte des neuen Bahnhofes der Rock Island-Bahn in Chicago, die infolge ihrer bogenförmigen Ausgestaltung eine gute Wirkung hat und für spätere Ausführungen maßgebend werden dürfte.

Eine besondere Ueberdachung des Querbahnsteiges findet sich manchmal auch bei Bahnhöfen, an denen die Gleishalle selbst verhältnismäßig niedrig gehalten ist und das Empfangsgebäude kein mehrstöckiges Geschäftshaus ist. So zeigt z. B. Fig. 31 einen Querschnitt durch den Kopfbahnsteig des Bahnhofes der Illinois Central-Bahn in New Orleans, wo die niedrige Gleishalle ohne wesentliche Beeinträchtigung des Gebäudes bis an dieses hätte herangeführt werden können, um so mehr, als hier wegen der grellen und warmen Sonnenstrahlen die Diensträume durch loggienartige Vorbauten geschützt sind.

Das Heylandsche Verfahren zum Anlassen und Regulieren und zur Kompensation der Phasenverschiebung von Induktionsmotoren.

Von Dipl.-Ing. **Friedrich G. Wellner.**

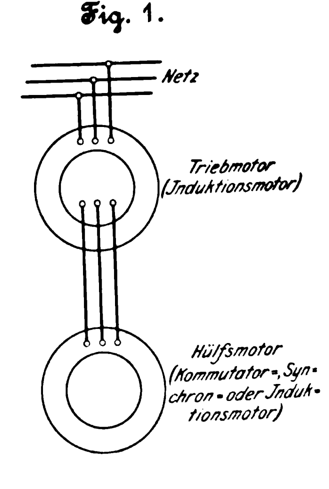
(Vorgetragen im Dresdener Elektrotechnischen Verein am 27. Juni 1907.)

Ein Elektromotor, der von einem Netz mit gleichbleibender Spannung gespeist wird, wird im allgemeinen in der Weise angelassen, daß man den im Ankerstromkreis liegenden Anlaßwiderstand mit zunehmender Drehzahl allmählich ausschaltet. Soll der Motor mit seinem normalen Drehmoment anlaufen, so verbraucht er dabei von Anfang an mindestens ebensoviel Leistung wie bei der vollen Umlaufzahl. Die mechanisch abgegebene Leistung ist im Augenblick des Einschaltens gleich null; sie wächst mit der Umlaufzahl und erreicht am Ende des Anlassens den der zugeführten Leistung entsprechenden Wert. Im umgekehrten Verhältnis nimmt der im Anlasser verbrauchte Teil der zugeführten Leistung bis auf null ab. Der mittlere Wirkungsgrad beträgt also bei diesem Verfahren, abgesehen von den Verlusten im Motor, 50 vH. Wird ein Motor täglich nur zwei- oder dreimal angelassen, und noch dazu mit verringerter Last, wie beim Gruppenantrieb von Werkstätten u. dergl., so spielt der Verbrauch im Anlasser gegenüber der Bequemlichkeit und Sicherheit seiner Handhabung keine Rolle. Anders im Bahnbetrieb, beim Betriebe von Fördermaschinen, von Umkehrwalzenstraßen und in ähnlichen Fällen, wo der Motor aus der Anlaßperiode kaum herauskommt, und wo der Anlasser zugleich zum Regeln der Geschwindigkeit dient. Hier würde die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Antriebes in Frage gestellt sein, wenn man so verschwenderisch mit der elektrischen Arbeit umgehen wollte. Aber wir besitzen eine Reihe von Mitteln zur Sparsamkeit. Die bekanntesten davon sind die Reihenparallelschaltung, die Kaskadenschaltung, die Polumschaltung und das von Ilgner angegebene Verfahren. Als vollkommen kann keines von ihnen bezeichnet werden. Bei den ersten dreien gibt es zwar mehrere Geschwindigkeitstufen, bei denen der Wirkungsgrad nur wenig von dem bei voller Geschwindigkeit abweicht; beim Uebergang von einer Stufe zur andern muß man aber doch wieder den Anlasser benutzen. Das Ilgnersche Verfahren arbeitet zwar ohne Widerstände im Stromkreis der Triebmotoren, jedoch geht hier die ganze den Triebmotoren zugeführte Leistung durch eine Motor-Dynamo, die natürlich den Gesamtwirkungsgrad der Anlage verschlechtert. Obendrein müssen die elektrisch am stärksten beanspruchten Maschinen, nämlich die Dynamo und der Triebmotor, Gleichstrommaschinen sein, die wegen des Kommutators und wegen der hohen Stromstärken bei großen Leistungen eine unangenehme Beigabe sind. Es ist nicht zweifelhaft, daß man das Ilgnersche Verfahren verlassen wird, sobald es gelingt, dem Induktionsmotor die gleiche Steuerbarkeit zu geben wie dem Gleichstrommotor. Denn der Induktionsmotor, und insbesondere der Drehstrommotor, ist der beste Elektromotor, den es gibt.

Einen Weg, der zu diesem Ziele führen kann, hat Alexander Heyland auf der Tagung des Verbandes deutscher Elektrotechniker in Hamburg angegeben. Professor Kübler hat mich beauftragt, diese Vorschläge durch Versuche zu prüfen, die ich im Elektrotechnischen Institute der Technischen Hochschule zu Dresden angestellt habe. Die Ergebnisse dieser Versuche rechtfertigen es, daß das Verfahren weiteren Kreisen bekannt gemacht wird.

Im Anker eines Induktionsmotors werden zeitlich veränderliche elektromotorische Kräfte induziert. Der Puls dieses Wechselstromes ist bei Stillstand des Motors gleich dem des zugeführten Wechselstromes, bei Synchronismus gleich null und nimmt bei den dazwischen liegenden Geschwindigkeiten einen der Umlaufzahl des Motors entsprechenden Wert an. Im gleichen Verhältnis schwankt die induzierte elektromotorische Kraft zwischen dem durch das Uebersetzungsverhältnis der Wicklungen gegebenen höchsten Wert und null. Schaltet man nun in den Ankerstromkreis des Induktions-Triebmotors einen zweiten Motor, dessen Umlaufzahl von der Spannung, vom Puls oder von beiden Größen abhängt, also einen Kommutatormotor, einen Synchronmotor oder einen Induktionsmotor, Fig. 1, so ist die Umlaufzahl dieses Motors, den wir als Hülfsmotor bezeichnen wollen, bei Stillstand des Triebmotors am größten; mit zunehmender Drehzahl des Triebmotors nimmt sie ab und wird bei Synchronismus des Triebmotors gleich null. Wenn beide Motoren normal mit derselben Umlaufzahl laufen, so ist immer die Summe der Umlaufzahlen gleich der normalen Umlaufzahl.

Fig. 1.



Das Drehmoment, das ein Induktionsmotor entwickelt, ist in geradem Sinne von dem ihm zugeführten Wattstrom abhängig. Läßt man den erwähnten Hülfsmotor leer laufen, so nimmt der Triebmotor bei Stillstand einen Wattstrom auf, der der Wattkomponente des Leerlaufstromes für den Sekundärmotor entspricht, also gering ist. Den Wattstrom des Hülfsmotors kann man dadurch vergrößern, daß man den Hülfsmotor zwingt, Leistung abzugeben. Dann geht der Wattstrom als solcher durch den Triebmotor hindurch und zwingt auch diesen zur Abgabe von Leistung; der Triebmotor wird sich also in Gang setzen und beschleunigen. Dabei kann man die Größe der Beschleunigung durch die vom Hülfsmotor abgegebene Leistung regeln. Das Drehmoment des Triebmotors bleibt während des Anlaufs unverändert, wenn das des Hülfsmotors unverändert bleibt.

Der Hülfsmotor läuft bei Stillstand des Triebmotors mit voller Umlaufzahl. Er muß also vor dem Anlassen des Triebmotors in Gang gesetzt werden können. Hier ist der Wechselstrom-Kommutatormotor im Vorteil, denn er kann selbst bei (sogenanntem einphasigem) Wechselstrom vom Netz aus angelassen und, sobald er die erforderliche elektromotorische

Kraft entwickelt, in den Ankerstromkreis des Triebmotors eingeschaltet werden, dessen primäre Wicklung vorher ans Netz gelegt worden ist. Aehnlich einfach kann bei Wechselstrom ein Induktionsmotor mit Hülfsphase angelassen werden. Auch dieser kann ohne weiteres in den Ankerstromkreis des Triebmotors eingeschaltet werden, sobald er seine normale Umlaufzahl erreicht hat. Ein Synchronmotor kann mittels eines Hülfsmotors angelassen werden, z. B. aus dem für die Erregung ohnedies erforderlichen Gleichstromnetz. Vor dem Einschalten in den Ankerstromkreis muß er jedoch auf Synchronismus mit dem zugeführten Wechsel- oder Drehstrom gebracht werden. Der Induktionsmotor, dem man wegen seiner einfachen Bauart gern auch hier den Vorzug geben würde, hat leider den Nachteil, daß er als Hülfsmotor den Leistungsfaktor des Triebmotors erheblich verschlechtert. Dagegen ist es beim Synchronmotor durch entsprechende Einstellung der Erregung möglich, nicht nur ohne Phasenverschiebung zu arbeiten, sondern dem zugeführten Strom sogar eine derartige Phasenvoreilung zu erteilen, daß auch die Phasenverschiebung in den Leitungen aufgehoben wird, so daß diese und die stromführenden Bestandteile des Kraftwerkes nur für den Wattstrom bemessen zu sein brauchen. Die Versuche, die ich nach dieser Richtung hin angestellt habe, zeigen, daß der Leistungsfaktor bei allen Belastungen und Umlaufzahlen über 0,9 bleibt, wenn er bei Stillstand des Triebmotors, unmittelbar nach dem Zuschalten des Hülfsmotors, auf den Wert $\cos \varphi = 1$ eingestellt wird. Dieser Vorteil ist so beträchtlich, daß man darüber, wenigstens für manche Anwendungsgebiete, die Notwendigkeit des Synchronisierens und die Gefahr des Außertrittfallens vergessen wird. Vielleicht ist dieser weitgehende Ausgleich auch beim Wechselstrom-Kommutatormotor zu erreichen; es war mir bisher nicht möglich, darüber Versuche anzustellen. Zutreffendenfalls würde der Kommutatormotor natürlich mit gleichem Vorteil ohne die Notwendigkeit, ihn auf synchronen Lauf zu bringen, verwendet werden können. Er würde hier dauernd in der Nähe des Synchronismus und bei geeigneter Wicklung des Triebmotors mit niedriger Spannung, also unter den günstigsten Betriebsbedingungen arbeiten und nur einen verhältnismäßig kleinen Kommutator zu erhalten brauchen.

Bei allen diesen Betrachtungen hatte ich als Triebmotor ganz allgemein einen Induktionsmotor angenommen. Daß ein zwei-, drei- oder mehrphasiger Induktionsmotor, den man in der angegebenen Weise mit dem Hülfsmotor zusammengeschaltet, unter Last anläuft und im Betriebe die angegebenen Eigenschaften zeigt, leuchtet ohne weiteres ein. Das Verfahren ist jedoch auch unverändert auf den Wechselstrommotor, den sogenannten Einphasen-Induktionsmotor, anwendbar, wenn er nur einen mehrphasigen Anker besitzt. In diesem Fall nämlich erzeugt der Hülfsmotor im Anker des Triebmotors ein Drehfeld. Man kann dann den (einphasigen) Wechselstromtriebmotor als einen Drehstrommotor ansehen, der eine dreiphasige Feldwicklung und eine einphasige Ankerwicklung hat. Er erhält infolgedessen die gleichen Eigenschaften, die der Drehstrommotor sonst vor ihm voraus hat, insbesondere hohe Anzugkraft und große Ueberlastbarkeit. Auf diese interessanten Verhältnisse näher einzugehen, ist hier nicht der Ort. Ich möchte mich begnügen, darauf hinzuweisen, daß ich die Versuche mit dem Heylandschen Verfahren bisher ausschließlich mit Wechselstrom und mit normalen Maschinen ausgeführt habe, wie sie im Institut zufällig zur Verfügung standen. Es ist mir schon dabei gelegentlich gelungen, einen Induktionsmotor für 1500 Umdrehungen, der als Drehstrommotor 5 PS, als Wechselstrommotor dementsprechend $^2/_3 \times 5 = 3{,}3$ PS leistet, und dessen normales Drehmoment dann 1,6 mkg beträgt, gegen ein Drehmoment von 2,8 mkg, also mit 75 vH Ueberlastung anlaufen zu lassen. Dabei war der Leistungsfaktor auf der Netzseite $\cos \varphi = 0{,}98$.

Noch einen Vorteil hat der Wechselstrommotor, wenn man ihn als Induktions-Triebmotor unter Benutzung eines Hülfsmotors angehen läßt: er kann umgesteuert werden, ohne daß man ihn vom Netz abschaltet. Man läßt dabei den Drehsinn des Hülfsmotors, der ja bei Stillstand des Triebmotors mit voller Drehzahl läuft, unverändert und vertauscht in den Verbindungsleitungen zwischen Triebmotor und Hülfsmotor zwei Phasen. Da in diesen Leitungen bei der Umschaltung verhältnismäßig schwache Ströme von niedriger Spannung fließen, so ist es leichter, hier umzuschalten, als auf der Netzseite, insbesondere dann, wenn die Netzspannung hoch ist und der Triebmotor oft und rasch umgesteuert werden soll.

Ich hatte bereits erwähnt, daß der Triebmotor erst dann ein Drehmoment entwickelt, wenn der Hülfsmotor Leistung abgibt. Heyland schlägt nun vor, die Leistung des Hülfsmotors nicht zu vernichten, denn sonst ergäbe sich kein wesentlicher wirtschaftlicher Vorteil gegenüber den bisherigen Verfahren, sondern auf elektrischem Weg an die Welle des Triebmotors zurückzugeben. Dadurch kann man das Drehmoment des Triebmotors, abgesehen vom Wirkungsgrad, vervielfachen, während die dem Netz entnommene Leistung in der Anlaßzeit nicht größer als die normale ist. Man kann aber auch innerhalb der durch die Leistungsfähigkeit der Motoren gegebenen Grenzen das Drehmoment an der Triebmotorwelle während des Anlaufs beliebig groß und beliebig klein machen, wenn man nur eine geeignete Vorrichtung zum Regeln der vom Hülfsmotor an die Welle des Triebmotors abgegebenen Leistung vorsieht. Führt man umgekehrt der Welle des Hülfsmotors Leistung zu, treibt man ihn also von der Triebmotorwelle aus an, so arbeitet er hinsichtlich des Triebmotors übersynchron. Dadurch kehrt sich die Stromrichtung im Triebmotor um; er liefert, zumal wenn die Phasenverschiebung ausgeglichen ist, Leistung ins Netz zurück, wird also unter Leistungsrückgabe gebremst.

Es bleibt noch zu erörtern, auf welche Weise die für die Regelung erforderliche Leistung von der Welle des Sekundärmotors auf die des Triebmotors übertragen werden soll. Dabei kommt praktisch nur die Uebertragung auf elektrischem Weg in Betracht. Heyland hat diese Frage in Hamburg noch offen gelassen. Es drängen sich zwei Verfahren auf, die er erwähnt hat, ohne sie jedoch als endgültige Lösungen zu bezeichnen. Das eine vermeidet jegliche Widerstände im Hauptstromkreis und besteht darin, daß ein fremderregter Gleichstromerzeuger auf einen fremderregten Gleichstrommotor arbeitet, Fig. 2[1]). Die übertragene Leistung wird hierbei lediglich durch den Nebenschlußwiderstand des Gleichstromerzeugers geregelt. Bei dem andern Verfahren werden der Hülfsmotor und der Gleichstromerzeuger zu einem Umformer vereinigt, der etwas kleiner ausfällt als jede der beiden Maschinen, Fig. 3. Dafür ist hier ein Anlasser vor dem Gleichstrommotor erforderlich; außerdem muß dann der Hülfsmotor ein Synchronmotor sein, während man sich im ersten Fall für eine der drei genannten Motorarten entscheiden kann. Im übrigen sind beide Verfahren gleichwertig. Arbeitet man mit der Schaltung Fig. 2, so muß bei Stillstand des Triebmotors der Erregerstromkreis des Stromerzeugers unterbrochen sein. Sobald man den Stromerzeuger erregt, gibt er an den Gleichstrommotor Leistung ab. Der Induktions-Triebmotor nimmt einen der Leistung entsprechenden Wattstrom auf und entwickelt infolgedessen ein Drehmoment. Zugleich beginnt der Triebmotor, sich in Gang zu setzen, und die Umlaufzahl des Hülfsmotors nimmt ab. Man kann nun die Erregerstromstärke des Stromerzeugers so regeln, daß das Drehmoment des Gleichstrommotors und Induktionsmotors während des Anlassens unverändert bleibt. Hat der Triebmotor seine normale Umlaufzahl erreicht, und soll er mit dieser Umlaufzahl dauernd weiter laufen, so ist es vorteilhaft, seinen Anker kurz zu schließen, die Bürsten abzuheben und die Erregerstromkreise der Gleichstrommaschinen zu unterbrechen. Will man den Triebmotor stillsetzen, so schaltet man den Hülfsmotor, der bei normaler Umlaufzahl des Triebmotors stillsteht, wieder in den Ankerstromkreis ein und regelt den Erregerstrom des Gleichstromerzeugers so, daß der (voll erregte) Gleichstrommotor Leistung zurückgibt. Diese Leistung dient dazu, den Hülfsmotorgenerator zu beschleunigen; der überschießende Teil kann, wie schon erwähnt, durch den Induktionsmotor hindurch ohne Phasenverschiebung an das

[1]) Nachträglich bin ich darauf aufmerksam gemacht worden, daß eine dieser ähnliche Schaltung den Siemens-Schuckert-Werken durch D. R. P. 155860 geschützt ist.

Netz zurückgegeben werden. Wenn mit dem Triebmotor zugleich große Schwungmassen stillgesetzt werden sollen, so empfiehlt es sich, auf die Welle des Hülfsmotors ein Schwungrad zu setzen, in dem man die Arbeit aufspeichert, die dann beim Ingangsetzen des Triebmotors wiederum zum Ueberwinden des Beschleunigungswiderstandes dient. Die Felderregung des Stromerzeugers kann leicht so geregelt werden, daß beim Anlauf des Triebmotors die dem Netz entnommene Leistung ganz allmählich auf den Betrag, der bei normaler Umlaufzahl erforderlich ist, ansteigt, während sie beim Stillsetzen ebenso allmählich auf den für den Leerlauf des Hülfsumformers erforderlichen Betrag zurückgeht. Auch dabei ist selbstverständlich die Phasenverschiebung im Netz gleich null, d. h. $\cos\varphi_* = 1$. Will man endlich den Triebmotor umsteuern, so muß man außer dem Drehsinn des Drehfeldes auch die Erregung des Gleichstromerzeugers umkehren.

Fig. 2.

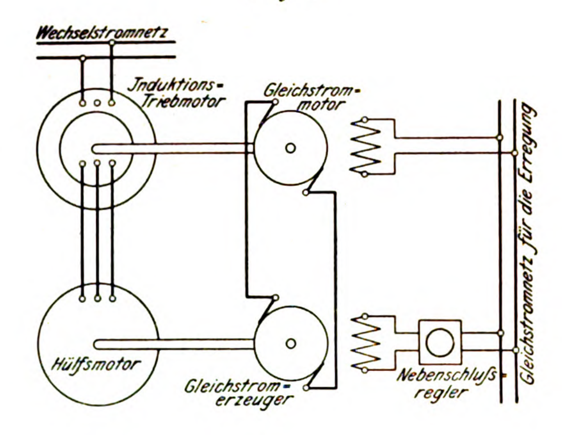
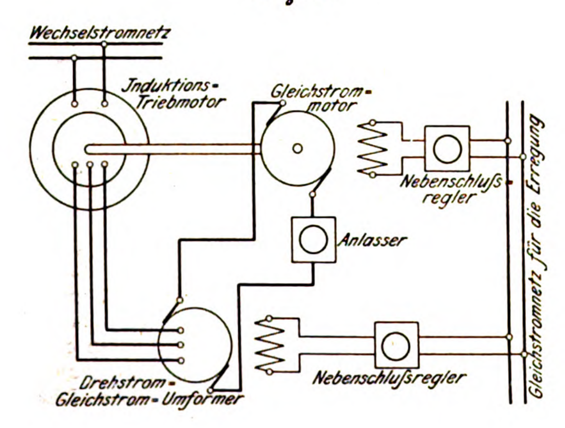


Fig. 3.



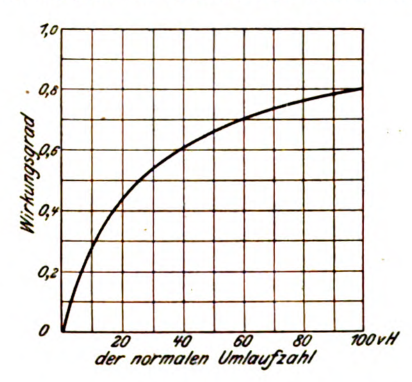
Verwendet man nach der zweiten Schaltung, Fig. 3, einen Umformer anstatt der Motordynamo, so bleiben die Betriebeigenschaften der Anordnung im wesentlichen unverändert; auch hier kann die Wirkung der Schwungmassen beibehalten werden. Dagegen ist die Gleichstrom-Netzspannung durch die Erregung des Umformers gegeben, die ihrerseits wieder durch den Phasenausgleich festgelegt ist. Man muß also einen Anlasser vor dem Gleichstrommotor haben. Da man aber diesen Gleichstrommotor so bauen kann, daß seine gegenelektromotorische Kraft schon bei geringer Umlaufzahl gleich der Umformerspannung wird, so kann der Anlasser sehr klein sein. Weiterhin wird dann lediglich der Nebenschlußregler des Gleichstrommotors benutzt. Dabei nimmt dessen Drehmoment allmählich ab bis auf null bei synchronem Lauf des Triebmotors. Beim Bremsen nimmt das Drehmoment ebenfalls allmählich ab und wird gleich null, wenn die Spannung des als Stromerzeuger arbeitenden Motors gleich der elektromotorischen Kraft des Umformers wird.

Da es sich hier nicht um eine einzige, sondern um eine Gruppe von drei oder vier gleichsam in Reihe geschalteten Maschinen handelt, so liegt die Befürchtung nahe, daß der Wirkungsgrad darunter leidet. Ich habe deshalb den Wirkungsgrad bei verschiedenen Umlaufzahlen in Fig. 4 dargestellt, und zwar für einen Maschinensatz, der aus einem 100 pferdigen Wechselstrom-Induktionsmotor, einem Drehstrom-Synchronmotor gleicher Leistung und zwei Gleichstrommaschinen für 60 KW besteht. Die Gesamtverluste betragen dabei 20 vH und sind bei den verschiedenen Umlaufzahlen nahezu gleich. Man sieht, daß der Wirkungsgrad beim vierten Teil der normalen Umlaufzahl bereits 50 vH beträgt. Dabei ist zu bedenken, daß während des Anlaufs ohne Ueberlastung einer der Maschinen nahezu das doppelte Drehmoment wirkt. Im vorliegenden Falle liefert der Gleichstrommotor, das normale Drehmoment des Wechselstrom-Induktionsmotors gleich 1 gesetzt, das Drehmoment 0,75, oder 75 vH mehr, als der Wechselstrommotor allein liefern würde, wenn er überhaupt imstande wäre anzulaufen.

Man kann einwenden, daß wir ja im Kommutatormotor einen Motor besitzen, der auch ohne besondere Kunstgriffe anläuft. Die Wechselstrom-Kommutatormotoren sind bisher vorwiegend im Bahnbetrieb verwendet worden. Um diesen Einwand zu prüfen, ist es deshalb billig, einen Vergleich für den Fall anzustellen, daß das Heylandsche Verfahren ebenfalls auf den Bahnbetrieb angewendet werden soll. Hier ist für die Beschleunigungszeit das größte Drehmoment erforderlich, während man auf der Fahrt mit geringerem Drehmoment auskommt. Es wird deshalb genügen, wenn wir je zwei Kommutatormotoren durch einen Induktionsmotor und einen Gleichstrommotor ersetzen, die nach dem Heylandschen Verfahren zusammengeschaltet sind. Der Induktionsmotor arbeitet mit Phasenausgleich, nimmt also auch im Augenblick des Anziehens nur Wattstrom auf. Außerdem hat er an Stelle des sehr großen Kommutators drei Schleifringe, und alle zusätzlichen Wicklungen fallen weg. Wir dürfen das Gewicht des Wechselstrom-Induktionsmotors deshalb etwa gleich $^2/_3$ von dem des einen Kommutatormotors setzen. Der Gleichstrommotor ist nur kurze Zeit voll belastet, und da er an Stelle des pulsierenden Feldes beim Wechselstrommotor ein gleichbleibendes Magnetfeld hat, so wird sein Gewicht ebenfalls höchstens gleich $^2/_3$ von dem des Wechselstrommotors sein. Den Umformersatz endlich wird man mit hoher Umlaufzahl laufen lassen. Bei 1500 Uml./min würden die beiden Maschinen dann je halb so schwer werden wie der zugehörige Motor, der 500 Uml./min macht. Das Gewicht der Motordynamo beträgt also ebenfalls nur $^2/_3$ von dem des einen Wechselstrom-Kommutatormotors. Demnach wiegen die beiden Wechselstrom-Kommutatormotoren unter sonst gleichen Verhältnissen ebensoviel wie die in Fig. 2 dargestellten vier Maschinen zusammen. Die Wechselstrom-Kommutatormotoren können gegenwärtig für höchstens 800 V Spannung gebaut werden. Da man aber, um zu hohe Stromstärken im Fahrdraht zu vermeiden, den Fahrzeugen hochgespannten Strom zuführen muß, so ist bei Verwendung von Wechselstrom-Kommutatormotoren ein Transformator erforderlich; diesen Transformator kann man bei Verwendung von Induktionsmotoren sparen, da man diese sehr gut für die erforderliche hohe Spannung wickeln kann. Dazu kommt

Fig. 4.

Wirkungsgrad bei verschiedenen Umlaufzahlen.





noch, daß man einen Teil der Beschleunigungsarbeit der Motordynamo entnehmen kann, wenn man nur auf seiner Welle ein genügend großes Schwungrad anbringt; daß man ferner in diesem Schwungrad einen Teil der Bremsarbeit aufspeichern kann und daß man endlich die bei Fahrt auf Gefällen gewonnene Arbeit ohne Phasenverschiebung an das Netz zurückgeben kann, und zwar ohne die Regelfähigkeit der Geschwindigkeit irgendwie zu beeinträchtigen. Und dies alles ist ohne irgend welche Veränderungen der Schaltung durch ausschließliches Regeln der Erregung des Gleichstromerzeugers möglich. Dabei bietet sich noch ein Vorteil zugunsten der Heylandschen Anordnung. Es gibt wohl auf jeder größeren Bahnstrecke Steigungen von solcher Stärke, daß man den Zügen bei Dampfbetrieb eine zweite Lokomotive vorspannen muß. Diese Strecken liegen immer außerhalb der Bahnhöfe, sind also frei von Weichen und den Blicken derer entzogen, die ein unschönes Aussehen des Bahnkörpers verletzt; die vermeintlichen Bedenken gegen einen zweiten Fahrdraht werden also hier nichtig. Dagegen würde dieser zweite Fahrdraht an diesen Stellen sehr wertvoll sein können; denn er würde gestatten, die Leistungsfähigkeit der Motorausrüstung um 30 vH zu erhöhen, wenn man die Triebmotoren, die dadurch nur um wenige Hundertteile schwerer werden, dreiphasig wickelt und für gewöhnlich nur zwei, für die Steigungen aber drei dieser Phasen verwendet.

In seiner Steuerfähigkeit erinnert das Heylandsche Anlaß- und Regelverfahren an die nach Ilgner benannte Anordnung, die bekanntlich darin besteht, daß man die gesamte für den Betrieb eines Walzenzugmotors, einer Fördermaschine u. dergl. erforderliche Arbeit mit nahezu gleichbleibender Leistung dem Motor eines Zweimaschinen-Umformers zuführt. Der Stromerzeuger gibt die Leistung, die er vom Motor, größtenteils aber aus dem Schwungrad erhält, an den Triebmotor in bestimmten Zeitabschnitten weiter. Es hat sich aber herausgestellt, daß dieses Verfahren nur dann die gehegten Erwartungen erfüllt, wenn die Arbeitzeitabschnitte des Triebmotors regelmäßig aufeinander folgen. Für die andern Fälle scheint das Heylandsche Verfahren einen Ersatz zu bieten. Es entnimmt dem Netz bei Stillstand die Leerlaufarbeit für die Motordynamo. Dessen Maschinen liefern ungefähr das halbe Drehmoment an der Triebwelle, sind also kleiner wie bei Ilgner. Die Geschwindigkeit der Schwungmassen, die ein sanftes Ansteigen der Leistungsaufnahme aus dem Netz und ein ebenso sanftes Wiederabfallen bewirken, schwankt zwischen 100 vH und null, während man beim Ilgner-Verfahren wenigstens bei Drehstrom mit Rücksicht auf die Verluste im Schlüpfungsregler nur Schwankungen zwischen 100 und 70 vH der Geschwindigkeit zulassen kann; die Schwungmassen selbst, die ja bei gleicher Wirksamkeit dem Unterschied der Quadrate der Geschwindigkeiten proportional sind, würden also bei Heyland nur halb so groß werden wie bei Ilgner. Schließlich fällt noch der Umstand ins Gewicht, daß bei Heyland wenigstens der eine Triebmotor unmittelbar am Netz liegt und ein Induktionsmotor ist. Vielleicht gelingt es noch, auch den übrig bleibenden Gleichstrommotor durch einen Induktionsmotor zu ersetzen.

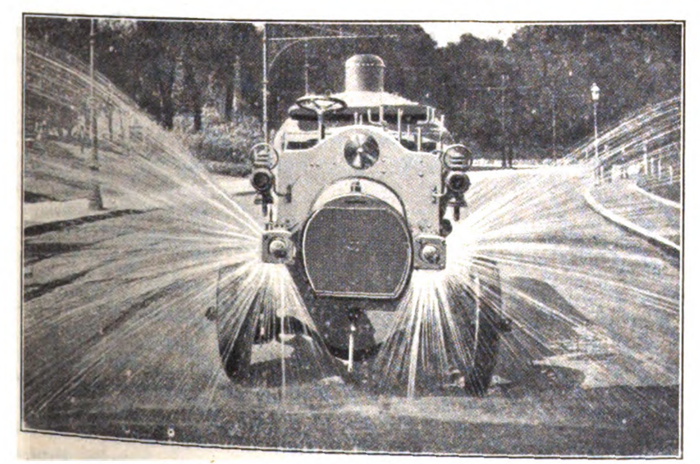
Motorwagen zum Besprengen von Straßen.

Von **A. Heller**, Berlin.

Der Ersatz des Pferdes durch den Motorwagen schreitet ungeachtet der immer noch vorhandenen Unvollkommenheiten des neuen Beförderungsmittels ohne Rast vorwärts, und fast jeder Tag eröffnet dem Motorwagen neue Anwendungsgebiete. Müllabfuhrwagen, Gerüstwagen zur Ueberwachung der Oberleitungen elektrischer Straßenbahnen, die verschiedensten Gerätewagen für die erste Hülfe bei Unfällen, Wagen zum Befördern von Kranken und Verwundeten, ja sogar Leichenwagen sind schon mit Motorantrieb ausgerüstet worden, und, was noch mehr bedeuten will, mit Erfolg; in all diesen Fällen hat man die Besteller befriedigt gesehen, denn sie haben gefunden, daß die immerhin größeren Anschaffungs-, Betriebs- und Unterhaltungskosten der Motorfahrzeuge mit ihrer erhöhten Arbeitfähigkeit durchaus im Einklange stehen, daß die Wagen größere Lasten aufzunehmen, höhere Geschwindigkeiten zu erzielen, kurz mehr zu leisten imstande sind als die mit Pferden bespannten Fahrzeuge.

Fig. 1 und 2.

Motorsprengwagen der Società Torinese Automobili Rapid in Turin.





Der gleiche Erfolg hat sich bei den Versuchen ergeben, die Behälterwagen, die zum Besprengen von staubigen Straßen mit Wasser dienen, mit Motorantrieb zu versehen. Solange diese Wagen von Pferden gezogen werden mußten, war der Inhalt der Wasserbehälter naturgemäß beschränkt, so daß man sie ziemlich häufig nachfüllen mußte. Außerdem war, weil nur der hydrostatische Druck in den Düsen zur Wirkung kam, die Straßenbreite, die bei einmaligem Darüberfahren besprengt werden konnte, niemals größer als 4 bis 6 m; die meisten Straßen konnte man daher nur durch mehrmaliges Hin- und Herfahren abschnittweise besprengen. Die Sprengwagen mit Motorantrieb hingegen zeigen sich nach allen diesen Richtungen viel leistungsfähiger. Sie können nicht nur eine erheblich größere Wassermenge auf einmal aufnehmen, sondern sie vermögen auch das Wasser auf die ganze Straßenbreite von 20 m und mehr gleichmäßig zu verteilen, solange nur noch etwas Wasser im Behälter vorhanden ist.

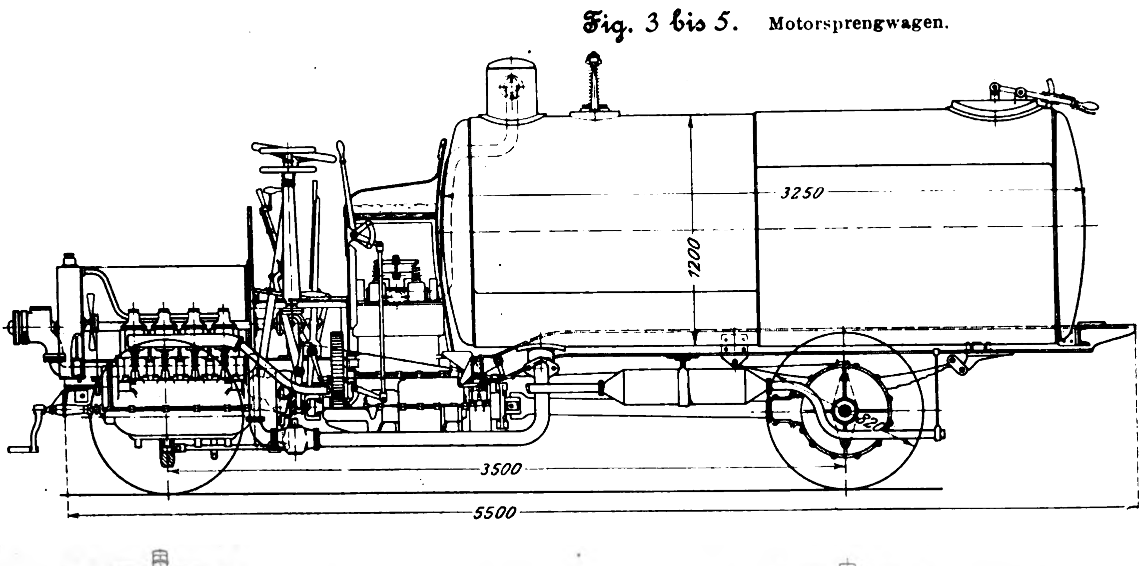


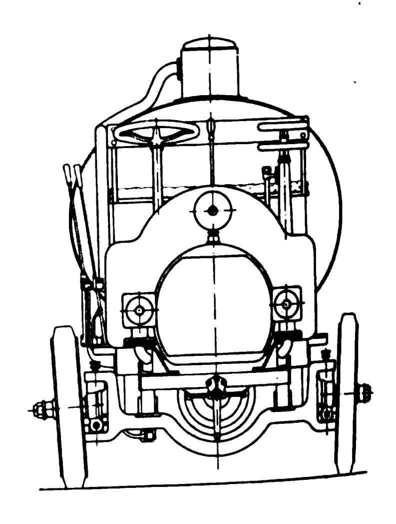
Fig. 6 bis 8. Vierzylindriger Motor

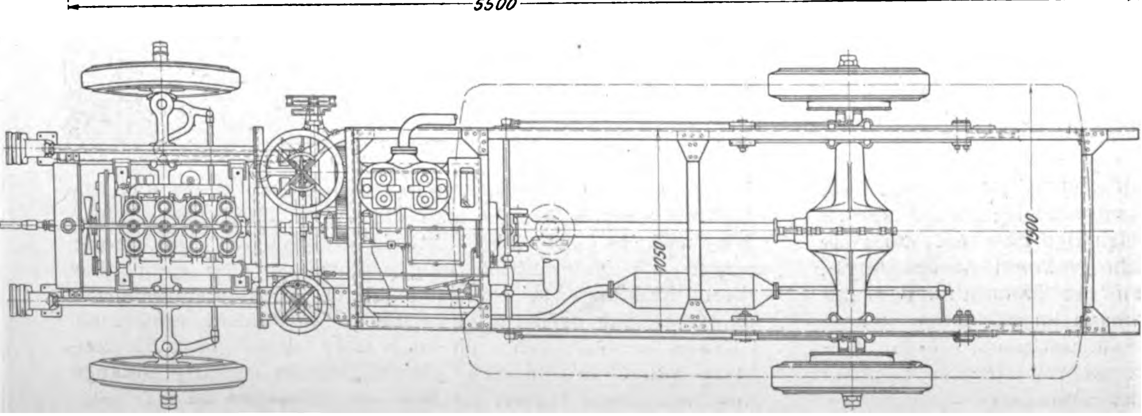
Die Figuren 1 und 2 stellen äußere Ansichten eines von der Società Torinese Automobili Rapid in Turin bereits wiederholt ausgeführten Motorsprengwagens dar, der z. B. in Turin und Rom ständig verwendet wird. Das Untergestell und die nähere Einrichtung des Wagens sind aus Fig. 3 bis 5 ersichtlich. Der aus Blech genietete zylindrische Wasserbehälter des Sprengwagens, der durch den Mannlochdeckel am hinteren Ende aus der Wasserleitung gefüllt wird, ruht auf dem etwas verlängerten Untergestell eines für 16 bis 18 PS Motorleistung bemessenen Lastwagens mit Reifen aus Vollgummi. Beim Besprengen wird das Wasser dem Behälter am vorderen Ende entnommen und durch ein seitliches Rohr, in das gerade unterhalb des Führersitzes ein Absperr- und Regelhahn eingebaut ist, bis etwa in die Nähe des vorderen Spritzbrettes geführt, wo die beiden Sprengdüsen seitlich am Wagen angeordnet sind. Die Düsenkörper sind so weit von der Motorhaube entfernt, daß das aus den unteren Düsenlöchern austretende Wasser auch den Teil der Straßenbreite besprengen kann, der von dem Wagen selbst bedeckt wird.

Zum Antrieb dient ein stehender vierzylindriger Motor, Fig. 6 bis 8, von 110 mm Zyl.-Dmr., 120 mm Hub und 900 Uml./min mit vier einzeln gegossenen, wassergekühlten Zylindern und symmetrisch angeordneten, gesteuerten Einlaß- und Auspuffventilen. Das Kurbelgehäuse, dessen Unterseite abnehmbar ist, um die Kurbellager nachziehen zu können, hat für jedes Lager durchgehende Scheidewände, so daß beim Fahren auf geneigter Strecke das eine Maschinenende nicht mehr Schmieröl erhält als das andre. Der Motor treibt die zweiteilige Hinterachse des Wagens unter Vermittlung einer Lamellenkupplung durch ein vierstufiges Rädergetriebe an, dessen Höchstgeschwindigkeit in bekannter Weise durch unmittelbaren Eingriff von Motor- und Treibwelle erreicht wird. Für den hier betrachteten Wagen ist die Konstruktion des Getriebekastens insofern abgeändert worden, als das Gehäuse nach dem vorderen Wagenende hin etwas verlängert und auf die Hauptwelle des Getriebes ein verschiebbares Stirnrad gesetzt worden ist, s. Fig. 2 und 3, das zum Antrieb einer Luftpumpe unterhalb des Führersitzes dient. Diese liefert Druckluft durch eine 50 mm weite Rohrleitung in einen Dom des Wasserbehälters und sorgt auf diese Weise dafür, daß der Wasserinhalt stets unter einem unveränderlichen, für die Breite der betreffenden Straße ausreichenden Druck gehalten

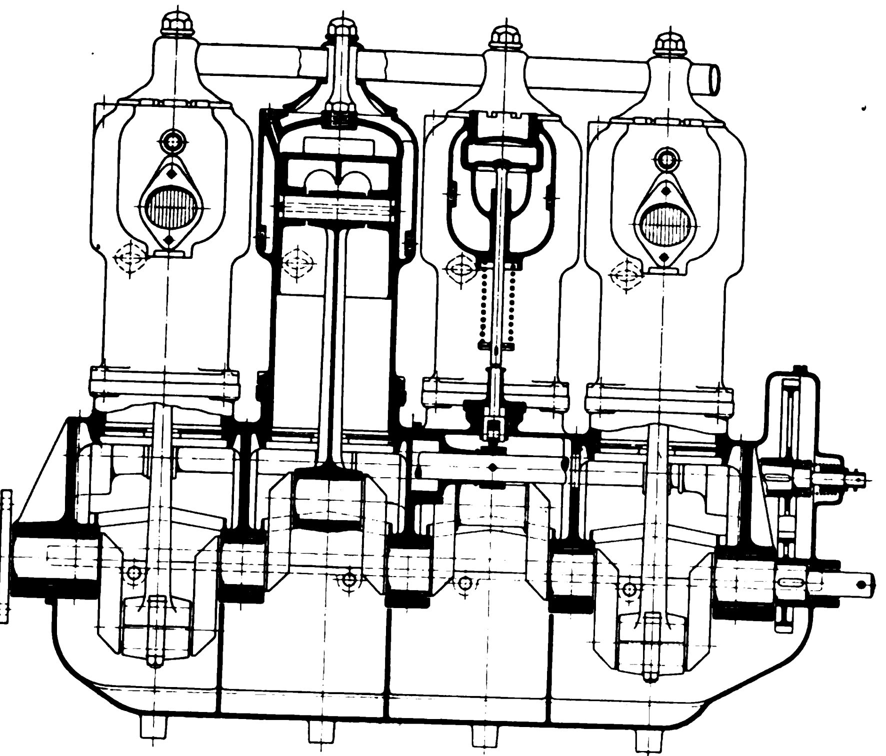
Fig. 3 bis 5. Motorsprengwagen.







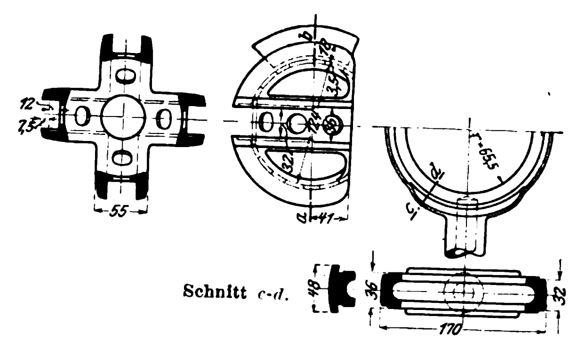
von 16 bis 18 PS.



als wirkliches Kugelgelenk anzusehen ist, besteht aus einem Kreuz mit vier kreisbogenförmigen Führungsbahnen, Fig. 11 und 12, das mit Hülfe von Paßstücken so in ein kugeliges Gehäuse eingesetzt wird, daß es nur die erforderlichen geringen Verschiebungen in der senkrechten Mittelebene machen kann. Die Verbindung mit der Treibwelle besorgt ein Bogen, Fig. 13 und 14, der in die Führnuten in der wage-

Fig. 11 bis 14.

Kugelgelenkkupplung zwischen Motor und Getriebe.



rechten Mittelebene des Kreuzes eingepaßt wird und in gewissen Grenzen darin beweglich ist.

Auf diese Weise erhält man ein insbesondere für genaue Herstellung geeignetes Kugelgelenk, das Beweglichkeit nach zwei zueinander senkrechten Richtungen besitzt und wegen der großen Arbeitflächen geringe Abnutzung erwarten läßt. Das Kugelgelenk läßt sich, da es vollständig eingeschlossen werden kann, reichlich schmieren.

Fig. 9 und 10. Wechselgetriebe auf der Hinterachse.

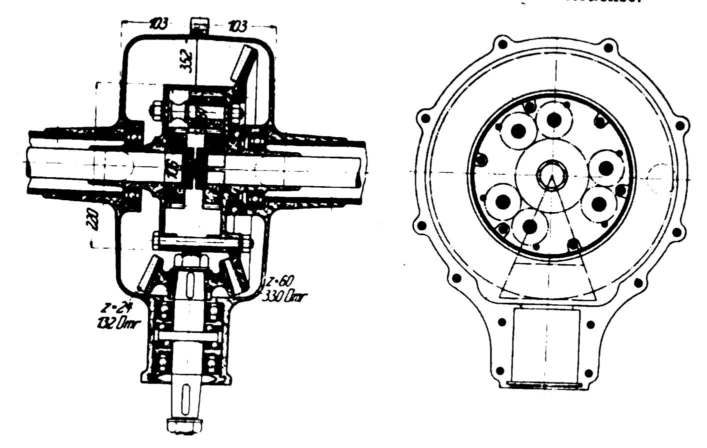


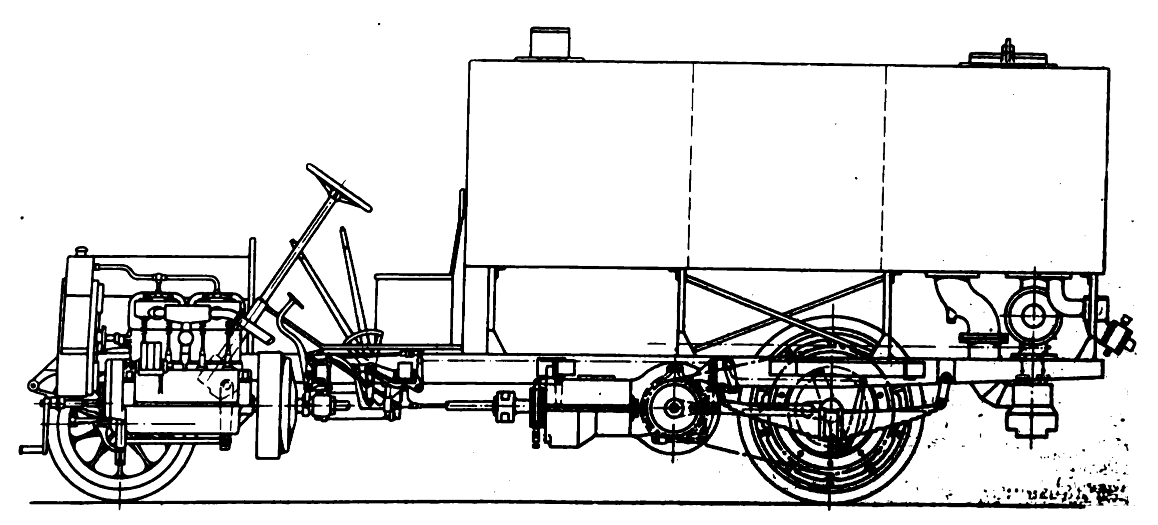
Fig. 15 und 16.

Motorsprengwagen der Neuen Automobil-Gesellschaft, Berlin.



wird. Der Vollständigkeit halber sind in Fig. 9 und 10 Darstellungen des Wechselgetriebes auf der Hinterachse beigefügt, das aus zwei großen und einer Reihe von kleinen Stirnrädern in Verbindung mit einem Kegelgetriebe zusammengesetzt ist.

Bei dieser Gelegenheit erwähne ich noch, daß die Società Torinese Automobili Rapid statt des bei der vorliegenden Konstruktion vorhandenen Kreuzgelenkes zwischen Getriebegehäuse und Motor oder Treibwelle neuerdings eine Konstruktion ausführt, die zwar wesentlich schwerer, dafür aber unbedingt zuverlässiger ist als die bisherige; s. Fig. 11 bis 14. Dieses Gelenk, das



Dem vorstehend beschriebenen im wesentlichen ähnlich ist ein Motorsprengwagen, Fig. 15 und 16, der von der Neuen Automobil-Gesellschaft, Berlin, für die Straßenreinigung der Stadt Berlin vor kurzem abgeliefert worden ist. Der Wagen ist mit einem kastenförmigen Behälter von 5 cbm Inhalt versehen und kann mit einmaliger Füllung 1,5 km Weglänge auf einer 20 m breiten Straße besprengen. Durch eine in Fig. 16 fortgelassene Luftpumpe von 3,5 PS, die ebenfalls von einer Stelle zwischen Motor und Getriebekasten angetrieben wird, kann der Wasserbehälter ständig unter 2 at Druck gehalten werden. Abweichend von dem Turiner Wagen sind hier die Sprengdüsen am hinteren Wagenende angeordnet. Die Breite des Wasserstrahles und die erforderliche Wassermenge werden vom Führersitz aus durch einen Begleiter des Wagenführers geregelt. Hervorgehoben sei noch, daß der Druck im Wasserbehälter ausreicht, um neben der Fahrstraße laufende Fußgängerwege zu besprengen, ohne darüber fahren zu müssen, wodurch die Instandhaltung dieser Wege erleichtert wird.

Berechnung von gekrümmten Stäben.

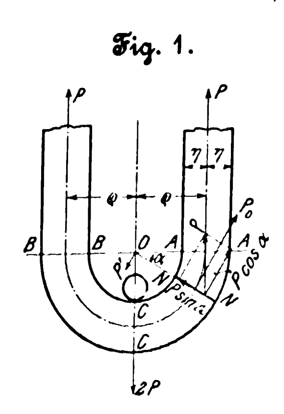
Von **Richard Blumenfeld**, Ingenieur in Schlan.

Dem Konstrukteur begegnen in der Praxis zahlreiche Fälle von Stäben mit gekrümmter Mittellinie, deren genaue Berechnung er umgeht, weil die betreffenden Formeln zu verwickelt sind. Der Zeitaufwand beim Entwerfen steht dann nicht im Verhältnis zu der Materialverschwendung, die man begeht, wenn man den Stab angenähert als geraden Stab rechnet und zur Sicherheit entsprechend stärker bemißt. Nun lassen sich aber einige in der Praxis häufige Fälle auf sehr einfache Schlußformeln zurückführen, deren Anwendung nicht mühevoll ist. Anderseits zeigt ihre Benutzung aber, daß die gewöhnliche angenäherte Berechnung die auftretende Inanspruchnahme mitunter bedeutend unterschätzt; die danach ausgeführten Teile brechen zwar nicht, infolge der immer noch vorhandenen Sicherheit, aber sie besitzen letztere doch in geringerem Grade. — Im folgenden ist die von Professor M. Tolle in Z. 1903 S. 884 u. f. ausgearbeitete, sehr übersichtliche Rechnungsweise auf einige weitere Fälle der Praxis angewendet.

I. Offene Oesen.

Für manche Zugorgane: zum Einhängen von Kettengliedern oder Haken, ferner für die Köpfe von Schubstangen, werden Oesen benutzt, welche rechteckigen oder ovalen (bezw. kreisförmigen) Querschnitt haben und für die folgende Betrachtung nur der Bedingung zu genügen brauchen, daß sie in der Mitte symmetrisch belastet werden und daß der Stab überall innerhalb des betrachteten Teiles konstanten Querschnitt hat; s. Fig. 1. In diesem Falle kann man den Querschnitt C-C als eingespannt betrachten, da infolge der Symmetrie des Ganzen die Tangente an die Mittellinie hier immer wagerecht bleiben wird. Wir nehmen des weiteren vorerst an, daß das belastende Organ kleineren Durchmesser hat als die Höhlung; später wird dann die Abweichung der Ergebnisse bei vollem Aufliegen des Bolzens erörtert werden.

Fig. 1.



Wenn man nun den im obenerwähnten Aufsatz eingeschlagenen Weg verfolgt, so zerlegt man die auf einen beliebigen Querschnitt wirkende Kraft P in eine senkrecht zum Querschnitt (z. B. N-N) wirkende Normalkraft $P\cos\alpha$ und eine Schubkraft $P\sin\alpha$, welch letztere vernachlässigt werden kann (s. a. Bach: »Elastizität und Festigkeit«). Die Kraft $P\cos\alpha$ ersetzt man durch 2 hierzu parallele Kräfte, von denen die eine: P_0, im Schwerpunkte des Querschnittes, die andre: P', im Krümmungsmittelpunkt angreift. — Aus der Gleichgewichtbedingung für den Punkt O hat man:

$$P_0\varrho = P\cos\alpha \frac{\varrho}{\cos\alpha} = P\varrho, \text{ oder } P_0 = P \quad . \quad . \quad (1);$$

ferner durch Subtraktion:

P' (absolut genommen) $= P_0 - P\cos\alpha = P(1-\cos\alpha)$ (2).

Aus den so bestimmten Kräften ergibt sich dann die Inanspruchnahme in den äußersten Fasern des Querschnittes, und zwar:

außen, wo sich die Zugspannung von der Axialkraft P_0 mit dem Zuge von der biegenden Kraft P' summiert:

$$\sigma_a = \frac{P_0}{F} + \frac{P'}{\varkappa F}\,\frac{\eta}{\varrho+\eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

und innen:

$$\sigma_i = \frac{P_0}{F} - \frac{P'}{\varkappa F}\,\frac{\eta}{\varrho-\eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Hierin bedeutet:

F den Querschnitt des Stabes,
η die halbe Höhe desselben,
ϱ den Krümmungshalbmesser,
$\varkappa$ einen von der Form des Querschnittes und dem Krümmungshalbmesser abhängigen Wert, nämlich

$$\varkappa = \frac{1}{F}\int_{-\eta}^{+\eta} \frac{\eta}{\varrho+\eta}\,dF \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5),$$

oder als Reihe für rechteckigen Querschnitt:

$$\varkappa = {}^1/_3\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^2 + {}^1/_5\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^4 + {}^1/_7\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^6 + \ldots \quad (6),$$

für eine Ellipse oder einen Kreis:

$$\varkappa = {}^1/_4\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^2 + {}^1/_8\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^4 + {}^5/_{64}\left(\frac{\eta}{\varrho}\right)^6 + \ldots \quad (7).$$

Setzt man

$$Z_a = \frac{1}{\varkappa}\,\frac{\frac{\eta}{\varrho}}{1+\frac{\eta}{\varrho}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8),$$

$$Z_i = \frac{1}{\varkappa}\,\frac{\frac{\eta}{\varrho}}{1-\frac{\eta}{\varrho}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9),$$

so kann man die Werte Z_a und Z_i für rechteckigen oder elliptischen Querschnitt sich ein- für allemal, auch für die später zu berechnenden Fälle, in Form von Kurven auftragen, wobei $\frac{\eta}{\varrho}$ als Abszissen und Z_a bezw. Z_i als Ordinaten gemessen werden, wie dies in Fig. 2 geschehen ist. Mit Hülfe dieser Kurventafel kann man die Spannungen sehr rasch ermitteln, indem durch Einsetzen der Werte aus den Gleichungen (1), (2), (8) und (9) in die Gleichungen (3) und (4) sich ergibt:

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[1 + (1-\cos\alpha)Z_a\right] \quad . \quad . \quad . \quad (10),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\left[1 - (1-\cos\alpha)Z_i\right] \quad . \quad . \quad . \quad (11).$$

Für den Schnitt A-A hat man:

$$\alpha = 0,\ \sigma_a = \sigma_i = \frac{P}{F},$$

gleich der reinen Zugbeanspruchung. Für den Schnitt C-C ist $\alpha = 90^0$, also:

$$\sigma_a = \frac{P}{F}(1 + Z_a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}(1 - Z_i) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Untersucht man z. B. näher den häufigen Fall, daß der äußere Durchmesser doppelt so groß wie die innere ist, so wird für $\frac{\eta}{\varrho} = {}^1/_3$ und rechteckigen Querschnitt nach Fig. 2

$$Z_a = \infty\ 6{,}25$$
$$Z_i = \infty 12{,}50,$$

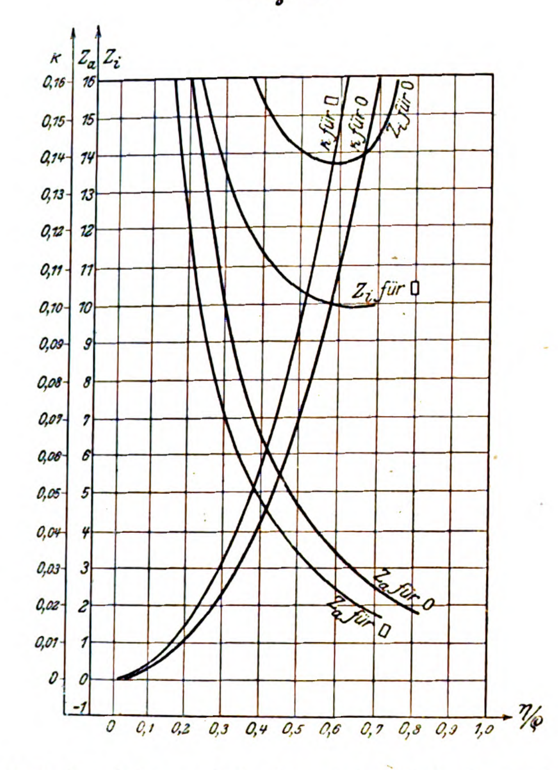
somit im Querschnitt $C = C$ die Zugspannung außen

$$\sigma_a = +\ 7{,}25\ \frac{P}{F},$$

die Druckspannung innen

$$\sigma_i = -\ 11{,}5\ \frac{P}{F}.$$

Fig. 2.



Nach der »Hütte« wird ein solcher Fall als beiderseits eingespannter Träger gerechnet:

$$M = \frac{2 P\, 2 \varrho}{8} = {}^1/_2\, P\, \varrho\,,$$

$$W = {}^1/_6\, b\, h^2 = {}^1/_6\, F\, h = {}^1/_3\, F\, \eta\,,$$

$$\sigma_b = {}^3/_2\, \frac{P}{F}\, \frac{\varrho}{\eta}\,,$$

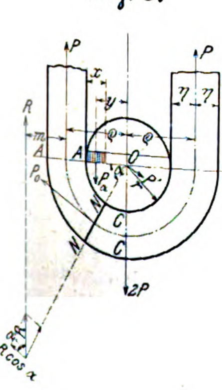
und da

$$\frac{\varrho}{\eta} = 3\,,$$

so ist Inanspruchnahme auf Biegung

$$\sigma_b = \pm\ 4{,}5\ \frac{P}{F}.$$

Fig. 3.



Die genaue Berechnung gibt also mehr als das $2^1/_2$-fache der durch angenäherte Rechnung erhaltenen Inanspruchnahme. Hat man den bei Schubstangenköpfen vorkommenden Fall, daß der Querschnit nicht konstant ist, sondern seine Höhe von $2\,\eta_1$ auf $2\,\eta_2$ anwächst, so wird man entweder den Mittelwert einsetzen oder mit dem ungünstigeren der beiden Werte arbeiten.

Geht man jetzt zu der Annahme über, daß die äußere Kraft nicht in einem Punkt angreift, sondern daß der Zapfen auf seiner ganzen Leibung satt aufruht, so kann man wohl voraussetzen, daß sich der Druck auf den ganzen wagerechten Durchmesser gleichförmig verteilt (nicht auf den Umfang). Auf den beliebigen Querschnitt N-N, Fig. 3, wirken jetzt 2 Kräfte: P und P_α, wobei

$$P_\alpha = P\,\frac{x}{r} = P\,(1 - \cos\alpha) \quad . \quad . \quad . \quad (14).$$

Sie geben eine Resultierende

$$R = P - P_\alpha = P \cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Ferner muß bezüglich des Punktes O Gleichgewicht herrschen:

$$R\,(m + \varrho) = P\,\varrho - P_\alpha\, y,$$

wobei

$$y = r - \frac{x}{2} = \frac{r}{2}\,(1 + \cos\alpha).$$

Also:

$$R\,(m + \varrho) = P\,\varrho - P\,(1 - \cos\alpha)\,\frac{r}{2}\,(1 + \cos\alpha)$$

oder

$$R\,\frac{(m + \varrho)}{\varrho} = P\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\,\sin^2\alpha\right) \quad . \quad . \quad (16).$$

Ferner ist

$$R \cos\alpha\,\frac{m + \varrho}{\cos\alpha} = P_0\,\varrho$$

die Momentengleichung für den Schnitt N-N bezüglich des Punktes O. Hieraus erhält man durch Einsetzen in Gl. (16)

$$R\,\frac{m + \varrho}{\varrho} = P_0 = P\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\,\sin^2\alpha\right) \quad . \quad . \quad (17)$$

und

$$P' = P_0 - R \cos\alpha = P_0 - P \cos^2\alpha$$

$$P' = P\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\,\sin^2\alpha - \cos^2\alpha\right) = P \sin^2\alpha\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right) \quad (18).$$

Hieraus hat man

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[1 - \frac{r}{2\,\varrho}\,\sin^2\alpha + \left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right)\sin^2\alpha\; Z_a\right].$$

Setzt man darin $1 = \sin^2\alpha + \cos^2\alpha$, so erhält man nach entsprechender Umformung:

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\,(1 + Z_a)\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right)\right] \quad (19)$$

und analog

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\left[\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\,(1 - Z_i)\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right)\right] \quad (20).$$

Für $\alpha = 0$ ist $\sigma_a = \sigma_i = \frac{P}{F}$;

für $\alpha = 90^0$ ist

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\,(1 + Z_a)\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (21),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\,(1 - Z_i)\left(1 - \frac{r}{2\,\varrho}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

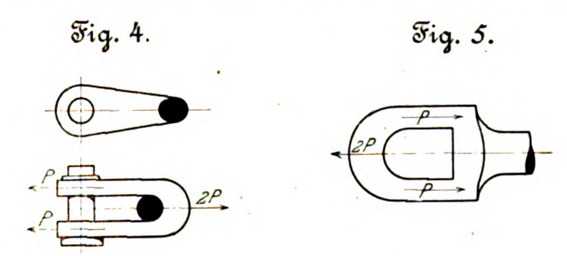
Für das frühere Beispiel mit $\varrho = 1{,}5\ r$ wird

$$\sigma_a = {}^2/_3\,\frac{P}{F}\,(1 + Z_a) = +\,4{,}8\,\frac{P}{F}\,;\quad \sigma_i = {}^2/_3\,\frac{P}{F}\,(1 - Z_i) = -\,7{,}6\,\frac{P}{F}\,,$$

also noch immer etwa 70 vH mehr als bei der angenäherten Berechnung.

Ueber den Gültigkeitsbereich für die Gleichungen (12), (13), (21) und (22) sei noch bemerkt, daß sie natürlich nur

Fig. 4. Fig. 5.



anwendbar sind, wenn es sicher oder zumindest sehr wahrscheinlich ist, daß die Kräfte P tatsächlich in den Schwerpunkten der Querschnitte A-A und B-B angreifen. Dies ist der Fall, wenn sich der Körper oberhalb des Bolzens überhaupt nicht wieder schließt und geradlinig weitergeht, wie z. B. bei Oesen nach Fig. 4, oder wenn die Wiederver-

einigung der beiden Aeste erst in einer solchen Entfernung vom Bolzen stattfindet, daß man die Kraft P als zentrisch wirkend voraussetzen kann. Dies tritt beispielsweise bei geschlossenen Schubstangenköpfen ein, wo der schmiedeiserne Körper wegen der nachstellbaren Lagerschalen die Form von Fig. 5 annimmt.

II. Lagerdeckel.

Geht man von dem vorstehend erörterten Fall zu dem etwas allgemeineren über, daß die beiden seitlichen Kräfte P nicht im Schwerpunkte, sondern symmetrisch in den Abständen e vom Schwerpunkt angreifen, Fig. 6, so stellt sich die Berechnung folgendermaßen dar:

$$P\cos\alpha\,\frac{a}{\cos\alpha} = P_0\,\varrho;\quad P_0 = P\,\frac{a}{\varrho};$$

$$P' = P_0 - P\cos\alpha = P\left(\frac{a}{\varrho} - \cos\alpha\right),$$

$$\sigma_a = \frac{P_0}{F} + \frac{P'}{\varkappa F}\,\frac{\eta}{\varrho+\eta} = \frac{P}{F}\left[\frac{a}{\varrho} + \left(\frac{a}{\varrho} - \cos\alpha\right)Z_a\right] \quad (23),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\left[\frac{a}{\varrho} - \left(\frac{a}{\varrho} - \cos\alpha\right)Z_i\right] \quad . \; . \; (24).$$

Für $\alpha = 0$, $\cos\alpha = 1$ ist

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\left[1 + \left(1 - \frac{\varrho}{a}\right)Z_a\right] \quad . \; . \; (25),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\left[1 - \left(1 - \frac{\varrho}{a}\right)Z_i\right] \quad . \; . \; (26).$$

Für $\alpha = 90^0$, $\cos\alpha = 0$ ist

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\,(1 + Z_a) \quad . \; . \; . \; . \; (27),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\,(1 - Z_i) \quad . \; . \; . \; . \; . \; (28).$$

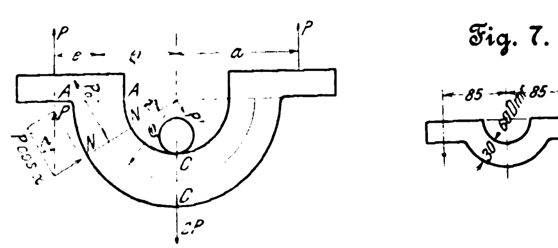


Fig. 6. Fig. 7.

Diese Gleichungen würden sich anwenden lassen für geteilte Schubstangenköpfe, für Exzenterringe, ferner für diejenigen — wenn auch seltenen — Fälle, daß bei gewöhnlichen Lagern, z. B. für Windenschilde in Gußeisen, die Kraft gegen den Deckel wirkt. Nehmen wir wieder ein Beispiel, z. B. mit den Maßen aus Fig. 7:

$$\eta = 15,\quad \varrho = 45,\quad a = 85,$$

so folgt:

$$1 + Z_a = 7{,}25,\quad 1 - Z_i = -\,11{,}5,\quad \frac{a}{\varrho} = 1{,}888,$$

$$\sigma_i = -\,1{,}888 \cdot 11{,}5\,\frac{P}{F} = -\,21{,}7\,\frac{P}{F}\ (\text{für } \alpha = 90^0).$$

Die annähernde Berechnung ergibt mit

$$M_b = \frac{2Pl}{4} = \frac{2P \cdot 2 \cdot 8{,}5}{4} = 8{,}5 \cdot P$$

und

$$W = {}^1/_6\,F \cdot 3{,}0 = {}^1/_2\,F$$

die Biegungsspannung

$$\sigma_b = \pm\,\frac{8{,}5\,P}{{}^1/_2\,F} = \pm\,17\,\frac{P}{F}.$$

Die genaue Rechnung führt also zu einer um 28 vH höheren Inanspruchnahme.

Für den Fall des satt aufliegenden Bolzens ist der Gang der Berechnung folgender (s. Fig. 8):

$$e + \varrho = a,\quad x = r\,(1 - \cos\alpha)$$

$$P_a = P\,\frac{x}{r} = \frac{P}{r}\,r(1 - \cos\alpha) = P(1 - \cos\alpha);\quad R = P - P_a = P\cos\alpha$$

$$Rm = Pa - P_a\left(r - \frac{x}{2}\right) = Pa - P(1 - \cos\alpha)\left[r - \frac{r}{2}(1 - \cos\alpha)\right]$$

$$Rm = Pa - \frac{Pr}{2}(1 - \cos\alpha)(1 + \cos\alpha) = Pa - \frac{Pr}{2}\sin^2\alpha$$

$$R\cos\alpha\,s = P_0\,\varrho = Rm;\quad P_0 = P\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha\right)$$

$$P' = P_0 - R\cos\alpha = P_0 - P\cos^2\alpha = P\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha - \cos^2\alpha\right)$$

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha + Z_a\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha - \cos^2\alpha\right)\right] \quad (29)$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\left[\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha - Z_i\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\sin^2\alpha - \cos^2\alpha\right)\right] \quad (30).$$

Für $\alpha = 0$, $\sin\alpha = 0$, $\cos\alpha = 1$ ist

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\left[1 + Z_a\left(1 - \frac{\varrho}{a}\right)\right] \quad . \; . \; . \; (31)$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\,\frac{a}{\varrho}\left[1 - Z_i\left(1 - \frac{\varrho}{a}\right)\right] \quad . \; . \; . \; (32).$$

Für $\alpha = 90^0$, $\sin\alpha = 1$, $\cos\alpha = 0$ ist

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\,(1 + Z_a)\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\right) \quad . \; . \; . \; (33)$$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\,(1 - Z_i)\left(\frac{a}{\varrho} - \frac{r}{2\varrho}\right) \quad . \; . \; . \; (34),$$

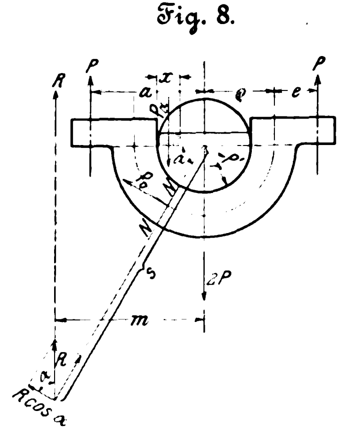
welche Gleichungen für $a = \varrho$ in die bezüglichen Gleichungen aus I. übergehen. Angewendet auf die Figur 7 ergeben die Gleichungen mit

$$\frac{a}{\varrho} = 1{,}888,\quad \frac{r}{2\varrho} = 0{,}333,\quad \alpha = 90^0:$$

$$\sigma_i = -\,11{,}5 \cdot 1{,}55\,\frac{P}{F} = \text{rd.}\ -\,17{,}8\,\frac{P}{F},$$

also nicht weniger, als durch die angenäherte Berechnung bei Belastung in einem Punkt erhalten wurde. Bei andern Größenverhältnissen kann dies natürlich anders werden.

Fig. 8.



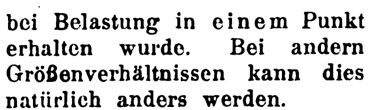
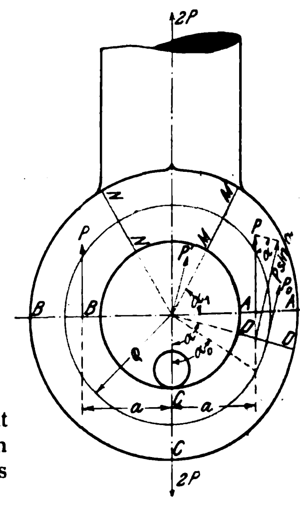


Fig. 9.



III. Geschlossene Oesen.

Wir gehen nun zu einem dritten, noch allgemeineren Fall über, der in Fig. 9 dargestellt ist, und machen hierbei nur die neue Annahme, daß der zwischen den Querschnitten M-M und N-N liegende Teil der Oese an der Formänderung so geringen Anteil nimmt, daß man die Lage dieser Querschnitte als unverändert auffassen kann. Nach dem Verfahren von Tolle denken wir uns den Schnitt B-B-A-A geführt und die inneren Spannungen der Schnittflächen, welche unsymmetrisch darüber verteilt sind, jeweils ersetzt durch eine Kraft P, deren Abstand von der Mitte vorläufig unbekannt ist. Dieser Abstand kann nach dem erwähnten Verfahren dadurch ermittelt werden, daß man die gesamte Winkeländerung zwischen den als starr geltenden Querschnitten M-M und C-C = 0 setzt. Analog zu früherem hat man zunächst:

$$P_0\,\varrho = P \sin\alpha \frac{a}{\sin\alpha}\,; \quad P_0 = P\frac{a}{\varrho} = P\sin\alpha_0\,;$$

$$P' = P\sin\alpha - P\sin\alpha_0 = P(\sin\alpha - \sin\alpha_0).$$

Betrachtet man den Körper CC-DD, so trachtet die Kraft P_0 den Winkel α zu vergrößern, dagegen P' ihn zu verkleinern; es ist also die gesamte Winkeländerung zwischen C-C und M-M

$$\varphi_0 + \varphi = \frac{1}{E}\left\{+\int_0^{\frac{\pi}{2}+\alpha_1}\frac{P_0}{F}\,d\alpha - \int_0^{\frac{\pi}{2}+\alpha_1}\frac{P'}{F'}\,d\alpha\right\} = 0 \quad . \quad . \quad (35)$$

oder

$$\frac{P}{F}\left\{\sin\alpha_0\int_0^{\frac{\pi}{2}+\alpha_1}d\alpha - \frac{1}{\varkappa}\int_0^{\frac{\pi}{2}+\alpha_1}\sin\alpha\,d\alpha + \frac{\sin\alpha_0}{\varkappa}\int_0^{\frac{\pi}{2}+\alpha_1}d\alpha\right\} = 0$$

und hieraus

$$\sin\alpha_0\left(\frac{\pi}{2}+\alpha_1\right) - \frac{1}{\varkappa}\left\{-\cos\left(\frac{\pi}{2}+\alpha_1\right) + \cos 0^0\right\} + \frac{\sin\alpha_0}{\varkappa}\left(\frac{\pi}{2}+\alpha_1\right) = 0$$

$$\sin\alpha_0 = \frac{1+\sin\alpha_1}{\left(\frac{\pi}{2}+\alpha_1\right)(1+\varkappa)} \quad . \quad . \quad . \quad (36).$$

Hierdurch ist die Lage der Kraft P bestimmt, und es können die Spannungen berechnet werden:

$$\sigma_i = \frac{P_0}{F} + \frac{P'}{F}Z_i = \frac{P}{F}\left[\sin\alpha_0 + Z_i(\sin\alpha - \sin\alpha_0)\right] \quad (37)$$

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[\sin\alpha_0 - Z_a(\sin\alpha - \sin\alpha_0)\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38).$$

Für $\alpha = 0$ wird

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\sin\alpha_0\,(1 - Z_i) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\sin\alpha_0\,(1 + Z_a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (40),$$

für $\alpha = 90^0$

$$\sigma_i = \frac{P}{F}\left[\sin\alpha_0\,(1 - Z_i) + Z_i\right] \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

$$\sigma_a = \frac{P}{F}\left[\sin\alpha_0\,(1 + Z_a) - Z_a\right] \quad . \quad . \quad . \quad (42).$$

Nehmen wir wieder als Beispiel $\frac{\eta}{\varrho} = {}^1/_3$, ferner $\alpha_1 = 60^0$, so ist $\varkappa =$ rd. ${}^1/_{25}$, $\sin\alpha_0 = \frac{1{,}866}{150^0(1 + {}^1/_{25})} = 0{,}68$, $Z_i = 12{,}5$, $Z_a = 6{,}25$.

Damit ergibt sich für $\alpha = 0^0$:

$$\sigma_i = -7{,}82\frac{P}{F}, \quad \sigma_a = +4{,}93\frac{P}{F},$$

für $\alpha = 90^0$:

$$\sigma_i = +4{,}68\frac{P}{F}, \quad \sigma_a = -1{,}32\frac{P}{F}.$$

Die angenäherte Berechnung als beiderseits eingespannten Träger ergibt wie bei I $\sigma_b = \pm 4{,}5\frac{P}{F}$; die Ueberbeanspruchung beträgt also für $\alpha = 0$ rd. 61 vH.

Schreibt man $\sin\alpha_0$ in der Form

$$\sin\alpha_0 = \frac{M}{1+\varkappa} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43),$$

worin

$$M = \frac{1+\sin\alpha_1}{\frac{\pi}{2}+\alpha_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44),$$

so findet man, daß zwischen den Grenzen $\alpha_1 = 80^0$ und $\alpha_1 = 20^0$ der Wert M fast unverändert ist, und zwar

$$M = \text{rd. } 0{,}7 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45)$$

folglich:

$$\sin\alpha_0 = \frac{0{,}7}{1+\varkappa} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46).$$

In dem häufigen Falle des abgerundeten und am Ende gebohrten Flacheisens (s. Fig. 10) mit $d = \frac{b}{2}$ hat man für $\alpha_1 = 0$, $\sin\alpha_0 = 0{,}61$, somit

$$\sigma_i = -7\frac{P}{F}; \quad \sigma_a = +4{,}44\frac{P}{F}.$$

Fig. 10.

Hält man sich vor Augen, daß der Wert a in den Gleichungen (25) bis (28) ganz allgemein ist, also auch $a < \varrho$ sein kann, so findet man, daß der Fall aus Fig. 6 auch auf Fig. 9 Anwendung finden kann. Tatsächlich gehen auch die betreffenden Gleichungen, wenn man in ihnen $\sin\alpha_0$ für $\frac{a}{\varrho}$ schreibt, in die Gleichungen (39) bis (42) über; infolge dieser Uebereinstimmung sind aber auch naturgemäß die Gleichungen (31) bis (34) auf die Figur 9 anwendbar, wenn darin angenommen wird, daß der Bolzen auf der ganzen Leibung aufliegt. Mit den Maßen der Figur 9 hat man dann für $\alpha = 0$:

$$\sigma_a = +2{,}03\frac{P}{F}; \quad \sigma_i = -3{,}23\frac{P}{F}.$$

Die hier abgeleiteten Formeln bieten eine Handhabe, um sich beim Entwerfen dieser häufig vorkommenden Maschinenelemente schnell über die Spannungen und deren Aenderung bei Aenderung der Maße ein richtiges Bild zu verschaffen, und dürften zu diesem Zwecke den angenäherten, wenn auch etwas einfacheren Formeln vorzuziehen sein. Die einmalige Anfertigung der Kurventafel für Z_a und Z_i wäre hier eine solche Voraussetzung, wie etwa die Fliegnersche Dampftabelle für die Dampfmaschinenbauer.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 10. April 1907.

Augsburger Bezirksverein.

Sitzung vom 22. März 1907.

Es wird beschlossen, die Statuten durch Bestimmungen für die Aufnahme außerordentlicher Mitglieder zu ergänzen.

Eingegangen 8. April 1907.

Bezirksverein an der Lenne.

Sitzung vom 16. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Block.

Anwesend etwa 120 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende überreicht dem langjährigen früheren Vorsitzenden des Bezirksvereines, Hrn. C. Hase, der in einer der letzten Versammlungen zum Ehrenmitgliede ernannt worden war, eine künstlerisch ausgeführte Urkunde.

Danach hält Hr. Ufermann einen Vortrag über: Im Banne der Mitternachtsonne, indem er eine Reise durch das nördliche Eismeer nach Spitzbergen an Hand zahlreicher Lichtbilder schildert.

Eingegangen 8. April 1907.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 13. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Stein. Schriftführer: Hr. Wittrock.

Anwesend 60 Mitglieder und 17 Gäste.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Matschoß über die geschichtliche Entwicklung der Dampfkessel nach Konstruktion und Herstellung.

Eingegangen 6. Mai 1907.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 13. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Blümcke. Schriftführer: Hr. v. Dorsten.

Anwesend 28 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Kaufmann spricht über ein neues Verfahren zur Nutzbarmachung der Bremsleistung eines Prüffeldes für Kraftmaschinen. Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Eingegangen 11. Mai 1907.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 9. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Weyland. Schriftführer: Hr. Boje.

Anwesend 26 Mitglieder und 5 Gäste.

Nach Erledigung verschiedener geschäftlicher Angelegenheiten wird auf Antrag des Hrn. Linder folgende Kundgebung an die Stadtverordneten von Stettin einstimmig angenommen:

»Die in den Vorberatungen einer gemischten Kommission der städtischen Körperschaften unter Zuziehung schultechnischer Sachverständiger kundgegebene Absicht, in Stettin nur eine sechsklassige Realschule zu gründen, befriedigt das vorhandene Bedürfnis nach einer lateinlosen Schule nicht.

»Mit Rücksicht auf die ständigen Anforderungen des wirtschaftlichen Lebens an Kenntnisse in den neueren Sprachen, in den Naturwissenschaften und der Mathematik ist der Pommersche Bezirksverein deutscher Ingenieure der Ansicht, daß die Einrichtung einer Oberrealschule für Stettin eine Notwendigkeit für weite Kreise der Bevölkerung ist, welcher die Stadtverwaltung mit allen Mitteln und in kürzester Zeit gerecht werden sollte.

»Darüber hinaus hält der Pommersche Bezirksverein deutscher Ingenieure daran fest, daß die Reformschulen mit einheitlichem, lateinlosem Unterbau besonders geeignet sind, den heutigen Anforderungen an die höheren Schulen zu entsprechen.«

Ein gleichlautender Ausspruch soll dem Magistrat eingereicht werden.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Die Zukunft der elektrischen Beleuchtung. Von Klingenberg. (ETZ 15. Aug. 07 S. 805/08*) Der Einfluß neuerer Lampenarten und besonders der Metallfadenlampe auf die Entwicklung der elektrischen Schwachlicht-Beleuchtung und der elektrischen Kraftwerke. Ausblick auf die künftige Entwicklung der Starklicht-Beleuchtung.

Neuerungen auf dem Gebiete der Bogenlampen-Aufhängungen. Von Osterburg. (ETZ 15. Aug. 07 S. 812/16* u. 22. Aug. S. 836/38*) Einzelteile, verschiedene Aufhängungsarten. Leitungsanschlüsse mit und ohne Seilentlastung. Aufzug-Doppelwinde mit Selbsthemmung. Anwendung der Vorrichtungen in Räumen und auf Straßen. Mehrfachglocke für starke Metallfadenlampen.

Bergbau.

Wellman-Seaver-Morgan mine hoists. (Iron Age 1. Aug. 07 S. 285/86*) Die Maschinen, die von 250 pferdigen Drehstrommotoren durch doppeltes Stirnrädervorgelege angetrieben werden, fördern 1,8 t aus 720 und 360 m Teufe mit 5 und 2,5 m/sk Geschwindigkeit.

Die Stoßsteinbohrer mit elektrischem Antriebe. Von Brinkmann. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Aug. 07 S. 465/70*) Druckluft-Federbohrer. Wirtschaftlichkeit der elektrischen Stoßbohrer.

Brennstoffe.

Die eidgenössische Prüfungsanstalt für Brennstoffe in Zürich. Von Trachsler. (Schweiz. Bauz. 24. Aug. 07 S. 91/96*) Die Anstalt dient zur Untersuchung von Kohlenproben insbesondere für die schweizerischen Bahnen und bezieht eine staatliche Unterstützung. Die Untersuchungen erstrecken sich auf die chemische Zusammensetzung und den Heizwert von Kohlen und Preßkohlen, bei letzteren auch auf den Gehalt an Bindemitteln. Darstellung der Anstalt nebst ihren Einrichtungen und des Ganges der Untersuchungen.

Chemische Industrie.

Elektroanalytische Forschungsergebnisse. Von Peters. Forts. (Glückauf 24. Aug. 07 S. 1065/74) Bestimmung und Trennung von Metallen: Antimon, Arsen, Blei, Chrom, Eisen, Gold, Kadmium, Kupfer. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

The reconstruction of the East St. Louis and Suburban Ry. power station. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 124/26*) Zur Ausnutzung des Abdampfes einer 1600 KW- und zweier 750 KW-Dampfmaschinendynamos, die mit Auspuff arbeiten, sind eine 800 KW- und eine 1000 KW-Curtis-Niederdruckturbodynamo aufgestellt worden. Außerdem sind zwei 1000 KW-Dampfmaschinendynamos sowie eine 500 KW-Curtis-Turbodynamo mit Kondensationsbetrieb vorhanden.

Efficiency in fuel burning under the steam boiler. Von Ennis. (Eng. Magaz. Aug. 07 S. 742/51*) Praktische Bestimmung der Luftzufuhr. Verbrennungsvorgänge bei verschiedenen Brennstoffen. Mischungsverhältnisse von Kohle und Luft. Vorrichtungen zum Messen des Zuges und der Temperatur der Abgase.

Mechanische Feuerungen. Von Rubricius. (El. u. Maschinenb. Wien 25. Aug. 07 S. 651/54*) Geschichtliche Uebersicht und kurze Darstellung neuerer mechanischer Beschickvorrichtungen für Dampfkesselfeuerungen. Konstruktionen von Babcock & Wilcox, Dürr, A. Hering in Nürnberg, der Stirling Boiler Co. in Motherwell, von Ed. Bennis & Co. in Bolton und von Stefan Röck in Budapest.

Zur Frage der Standsicherheit von Fabrikschornsteinen. Von Müller-Breslau. (Zentralbl. Bauv. 21. Aug. 07 S. 449/52*) Kritik eines Aufsatzes von Peters, s. Z. 06 S. 1639, und eines Vortrages von Gaab, s. Z. 07 S. 646. Berechnung eines 34,2 m hohen Schornsteines.

Feed-water heater. (Engineer 23. Aug. 07 S. 196*) Die von Wilkinson in Harrogate gebaute Vorrichtung wird in den Dampfraum des Kessels eingehängt. Sie besteht aus mehreren übereinander liegenden Pfannen, über die das Speisewasser herabfließt, wobei es bis auf Siedetemperatur erwärmt wird.

Eisenbahnwesen.

A note on compound locomotives. Von Demoulin. (Engineer 23. Aug. 07 S. 179/80*) Die wirtschaftlichen Vorteile der Verbundlokomotiven kommen bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten auf ebenen Strecken und auf Steigungen sowie überhaupt dort, wo große Zugkräfte erforderlich sind, zur Geltung. Forts. folgt.

Goods locomotive for the Lancashire and Yorkshire Railway. (Engng. 23. Aug. 07 S. 281* mit 1 Taf.) Die 1000ste Lokomotive der Eisenbahnwerkstätte in Horwich ist eine 4/4-gekuppelte Zwillings-Verbund-Güterzugmaschine von 894 und 559 mm Zyl.-Dmr., 660 mm Hub, 1372 mm Treibraddurchmesser und 60,8 t Dienstgewicht. Der vierachsige Tender faßt 13,6 cbm Wasser und 5 t Kohle und wiegt 41,45 t. Anfahrvorrichtung.

Catenary line construction on the New York, New Haven and Hartford Railroad. (El. World 17. Aug. 07 S. 323/27*) Darstellung der Fahrdrahtanlage mit Kettenabspannung auf den New Yorker Strecken der Bahn mit allen Einzelheiten. Die mit Wechselstrom von 11000 V betriebene Strecke ist viergleisig: die Fahrdrähte sind an eisernen Torstützen aufgehängt. Stellenweise sind bis 12 Gleise nebeneinander verlegt, die ebenfalls von Torstützen ohne Mittelstützen überbrückt werden.

Die Betriebsicherheit auf der Hoch- und Untergrundbahn Berlin. Von Burghardt. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Aug. 07 S. 461/65*) Anordnung und Bedienung der Signal- und Stellwerkanlagen insbesondere für die Sicherung des Verkehrs auf dem Gleisdreieck.

Note on the economic renewal and maintenance of railway tracks for high-speed traffic. (Engineer 23. Aug. 07 S. 197/98*) Auszug aus einer Abhandlung von Schlüssel über einen Eisenbahnunterbau, bei dem die eisernen Querschwellen durch stoßdämpfende Blöcke gestützt und die Schienen mit Keilen und Doppelhaken auf den Schwellen festgehalten werden.

Zur Frage der Schienenbrüche in Amerika. Von Petersen. (Stahl u. Eisen 21. Aug. 07 S. 1217/28*) Die Schienenbrüche werden auf mangelhaftes Material und auf schlechte Bettung zurückgeführt. Vorschlag zur Verwendung von Nickel- und Vanadiumstahl für Schienen und von neuen Schienenquerschnitten, um innere Spannungen zu vermeiden.

Eisenhüttenwesen.

Der Glüh- und Härteofen mit elektrisch geheiztem Schmelzbad. Von Cohn. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 25. Aug. 07 S. 655/59*) Die Vorgänge im Eisen beim Glühen und Härten, insbesondere die Gefügeveränderung. Maßregeln für das Glühen und Härten.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The new Stanford bridge, Worcestershire. (Engng. 23. Aug. 07 S. 266/67) 4,8 m breite Eisenbetonbrücke mit drei Flachbogen-Oeffnungen von je 29,5 m Weite als Ersatz für eine im Jahre

1) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Viertel-jahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



1797 erbaute gußeiserne Brücke. Eisenverstärkung der Bogen. Bauvorgang.

Notes on reinforced concrete designing. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 131/33*) Ergänzungen zu den in Zeitschriftenschau v. 31. Aug. 07 erwähnten Bericht: Die Versuche von Bach, Vergleich der Formeln für die Festigkeit von Eisenbetonbalken, Trägheitsmomente und Elastizitätsziffern.

Elektrotechnik.

Kern River No. I power plant of the Edison Electric Company, Los Angeles. (El. World 10. Aug. 07 S. 277/81* u. 17. Aug. 07 S. 317/22*) Das Kraftwerk wird mit 275 m Gefälle betrieben und enthält acht Peltonräder, die zu je zweien einen Drehstromerzeuger von normal 5000 KW Leistung mit 250 Uml./min antreiben. Das Oberwasser wird durch einen 62 m langen Damm gefaßt und 14,5 km weit durch Stollen und offene Gerinne zu einem Wasserschloß oberhalb des Werkes geleitet, zu dem sodann ein 500 m langer, mit Eisen ausgefütterter Stollen hinunterführt. Eingehende Darstellung der Erd- und Wasserbauten und des Maschinenhauses.

The hydro-electric plant of the Huronian Co. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 115/17*) Dammquerschnitt, Einlaufkanal und Anordnung der Maschinen des in Zeitschriftenschau v. 24. Aug. 07 unter »Wasserkraftanlagen« erwähnten Kraftwerkes am Spanish River.

Mitteilungen über den Wechselstrom-Reihenschlußmotor der Siemens-Schuckert-Werke. Von Richter. (ETZ. 22. Aug. 07 S. 827/830*) Schaltung des Motors. Anordnung der Wicklungen. Verwendung verschiedener Wicklungen. Vorteile der neuen Bauart.

Synchronous motor compensation for lagging currents. Von Fowler. (El. World 10. Aug. 07 S. 281/85*) Einfluß der wattlosen Ströme auf die Stromerzeugeranlage und das Verteilnetz. Betriebsmaßregeln für den Anschluß von Synchronmotoren, um die Phasenverschiebung im Netz zu verringern.

The synchroscope. Von Dodds. (El. World 17. Aug. 07 S. 331/32*) Der Synchronismusanzeiger von Lincoln besteht aus einem kleinen Motor, dessen Feldwicklung an die Maschinenleitung und dessen Ankerwicklung mit zwei um 90° gegeneinander versetzten Spulen an die Sammelschienen angeschlossen ist.

Ueber Schwingungen in Gleichstrom-Netzen. Von Feldmann und Herzog. (ETZ 15. Aug. 07 S. 810/11) Untersuchung des eisengedämpften Kabels. Ermittlung der in der Seele und im Mantel auftretenden Wirbelströme.

Erd- und Wasserbau.

Ueber die Rentabilität neuerer Trockenbagger. Von Buhle. (Glückauf 24. Aug. 07 S. 1074/79*) Konstruktionszeichnungen, Abmessungen, Leistungen usw. verschiedener Bauarten von Trockenbaggern der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft. Berechnung der Betriebskosten.

Verschiedene Strömungen von Wasserschichten übereinander. Von Hoech. (Zentralbl. Bauv. 24. Aug. 07 S. 455/58) Die Ursachen der Strömungen können Unterschiede im Gefälle, Einwirkungen der Flut sowie Unterschiede im Druck und in der Dichte der Wasserschichten sein. Einfluß der Strömungen auf die Wasserbauten.

Destruction of debris barrier Nr. 1 Yuba River, California. Von Murphy. (Eng. News 8. Aug. 07 S. 133/44*) Der Yuba führt aus den Bergwerkbezirken eine große Menge von Gestein mit, das an manchen Stellen 24 m hoch abgelagert wird. Zum Schutz des Flußlaufes hat man Dämme errichtet, hinter denen sich das Geröll sammeln soll; der erste dieser Dämme ist im März d. J. infolge von Hochwasser eingestürzt.

Die Erweiterung des Kaiser Wilhelm-Kanales. Von Scholer. (Deutsche Bauz. 24. Aug. 07 S. 480/84) Kurze Angaben über Linienführung und Kunstbauten des 98,65 km langen Kanales. Uebersicht über die geplanten Aenderungen der Linienführung, der Breite, der Ausweich- und Wendestellen und der Hochbrücken.

The West Neebish Channel of the St. Mary's River. Forts. (Eng. Rec. 10. Aug. 07 S. 149/51*) Das Ausheben und Fortschaffen des Felsbodens.

Specifications for the main dams, Ashokan reservoir, New York City water supply. (Eng. News 1. Aug 07 S. 112/13*) S. Zeitschriftenschau v. 1. Juni 07. Bauvorschriften.

The construction of the dam of the Nevada-California Power Co. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 133/34*) Der 22,5 m hohe Damm, der für Kraftzwecke bestimmt ist, wird winkelförmig mit 170 und 230 m Schenkellänge angelegt und mit Hülfe von Seilbahnen aus losen Bruchsteinen erbaut, die unmittelbar an den Abhängen des Tales gewonnen werden. Einzelheiten der Seilbahn.

Gasindustrie.

The George N. Pierre Company's gas plant. Von Nagel. (Iron Age 1. Aug. 07 S. 282/93*) Bei der dargestellten Anlage wird das gereinigte Gas zum Schluß noch durch ein Gefäß mit heißem Oel hindurchgeführt, um es mit Kohlenwasserstoffen anzureichern.

Testing producer gas for sulphur. Von Bolling. (Iron Age 8. Aug. 07 S. 361*) Das Verfahren von Bunte ist nur für Leuchtgas bestimmt, und das von Drehschmidt bedingt umfangreiche Versuchseinrichtungen. Der Verfasser benutzt Brom und Salzsäure, um den Schwefel nachzuweisen.

Ueber Wassergas. Von Dicke. Schluß. (Stahl u. Eisen 21. Aug. 07 S. 1223/28) Anwendung von Wassergas, gemischt mit Generatorgas, bei der Stahlerzeugung. Wassergas im Martinofen und im Tiegelofen. Betrieb von Gasmotoren mit Wassergas; Zahlentafeln über Leistung, Heizwert und Kosten. Beseitigung des Teeres. Anwendung von Wassergas zur Beleuchtung.

Gesundheitsingenieurwesen.

River flushing plant at Milwaukee, Wis. (Eng. News 1. Aug. 07 S. 108/09*) Die 3 Flüsse, die durch Abwässer verunreinigt worden sind, sind jetzt durch Schwemmkanäle mit dem Michigan-See verbunden. S. a. Zeitschriftenschau v. 31. Aug. 07.

Gießerei.

Entirely a molding machine product. Von Lane. (Iron Age 1. Aug. 07 S. 298/301*) Darstellung der Formerei der Becker-Brainard Milling Maschine Co., deren Maschinengestelle ausschließlich mit Formmaschinen eingeformt werden. Vergleich der Herstellungskosten für Riemenscheiben bei Hand- und Maschinenformerei.

Small furnace for special work. Von Neely. (Am. Mach. 24. Aug. 07 S. 198/200*) Der Ofen ist mit einer Doppelreihe von Düsen versehen und kann als Kuppelofen oder, in eine Grube eingebaut, als Tiegelschmelzofen verwendet werden.

Hebezeuge.

Chariot à commande hydro-électrique pour poche de coulée de 20 tonnes. (Génie civ. 17. Aug. 07 S. 263/64* mit 1 Taf.) Bei dem Gießwagen, der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. gebaut ist, ruht die ganze Plattform auf einem Druckwasserkolben, der von einer elektrisch betriebenen Pumpe Wasser von 70 at Ueberdruck erhält. Das Verschieben und Schwenken wird durch unmittelbaren elektrischen Antrieb bewirkt.

Heizung und Lüftung.

Die Abhängigkeit des Kraftbedarfes der Ventilatoren von den Rohrwiderständen. Von Holmboe. (Z. Kälte-Ind. Aug. 07 S. 146/48*) Bestimmung des Beschleunigungsdruckes und des Reibungsdruckes in Luftleitungen. Beispiel für die Berechnung einer Lüftanlage.

Hochbau.

The Hudson Companies' building, New York. (Eng. Rec. 3. Aug 07 S. 121/23*) Die beiden Tunnel der Hudson and Manhattan R. R. Co. unter dem Hudson-Fluß endigen unter zwei 21stöckigen, 83 m hohen Bahnhofgebäuden von 64 × 51 qm Grundfläche aus Eisenkonstruktion. Verteilung der Träger und Säulen. Einzelheiten der Eisenkonstruktion.

Kälteindustrie.

The value of the indicator in refrigeration work. Von Hart. (Eng. Magaz. Aug. 07 S. 766/73) Vergleich zwischen den Diagrammen der Dampfmaschine und der Kältemaschine. Bei der Kältemaschine ist der Indikator nur in Verbindung mit dem Thermometer zu verwenden.

Vorschläge zur Feststellung der Vorgänge in Verdampfungs- und Verdichtungsapparaten. Von Henckel. (Z. Kälte-Ind. Aug. 07 S. 141/46*) Darstellung von mehreren Einrichtungen zur Untersuchung der inneren Vorgänge beim Verdampfen und Verdichten in Kältemaschinen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

The new warehouse of the Newark Warehouse Company. (Eng. Rec. 10. Aug. 07 S. 152/55*) Der 7stöckige Warenspeicher ist rd. 110 m lang, 42,5 bis 50 m breit und kann 1200 Wagenladungen aufnehmen. Bemerkenswert ist, daß die Gleise der Central-Bahn von New Jersey mit 6 Strängen in das Erdgeschoß des Speichers hineingeführt sind.

Materialkunde.

Das Verhalten von Materialien bei reiner Scherbeanspruchung. Von Preuß. (Stahl u. Eisen 21. Aug. 07 S. 1228/29*) Bericht über die Versuchseinrichtungen und die Versuche von Izod. Zahlentafel über die gefundenen Werte.

The electrolytic theory of the corrosion of iron. Von Cushman. (Iron Age 8. Aug. 07 S. 370/73* mit 1 Taf.) Verhalten des Eisens in Gegenwart von Kohlensäure und Wasserstoffsuperoxyd. Vorgänge beim Ansammeln von Sauerstoff auf der Oberfläche des Eisens. Einfluß der Chromsäure. Nachweis der elektrolytischen Wirkung bei Anfressungen. Maßnahmen zum Schutz von Kesselwänden. Anfressungen von Schmiedeisen und Stahl.

Heat treatment of alloyed steels. Von Lake. (Am. Mach. 17. Aug. 07 S. 152/55) Behandlung von Stahllegierungen und Ein-

flüsse der verschiedenen Wärmegrade. Zahlentafel über die bei verschiedenen Temperaturen erreichte Festigkeit.

Case-hardening the alloy steel. Von Lake. (Am. Mach. 24. Aug. 07 S. 196/98) Eignung der verschiedenen Stahllegierungen für den Härtvorgang. Bildung und Tiefe der harten Schicht. Härtmittel. Wärmebehandlung der zu härtenden Stähle.

Tests of concrete columns. Von Talbot. (Eng. Rec. 3. Aug. 07 S. 145/47*) Durch Schaulinientafeln erläuterter Bericht über Festigkeitsversuche in der Universität von Illinois an 3000 mm langen Betonsäulen von 300 mm Dmr. Die Versuche erstreckten sich auf die Beanspruchung von Eiseneinlagen, das Verhältnis dieser Beanspruchungen zu denen des Betons und den Einfluß verschiedenartiger Mischung des Betons.

Ueber die an der k. k. forstlichen Versuchsanstalt Marienbrunn gewonnenen Resultate der Holzfestigkeitsprüfungen. Von Janka. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 9. Aug. 07 S. 565/71*) Verhalten des Holzes beim Zusammendrücken. Abhängigkeit der Druckfestigkeit vom spezifischen Gewicht und der Feuchtigkeit. Elastizität und Biegungsfestigkeit. Schluß folgt.

Mechanik.

Ueber reziproke Methoden zu den mittels Seil- und Kräftepolygon lösbaren Aufgaben. Von Kafka. (Z. österr. Ing- u. Arch.-Ver. 23. Aug. 07 S. 602/05*) Konstruktion von statischen und höheren Momenten ebener Kräfte.

Ueber Stützenkraftlinien und ihre Verwendung zur Ermittlung der Lage der Mittelkraft einer Lastengruppe. Von Kögler. (Deutsche Bauz. 14. Aug. 07 S. 453/54*)

Meßgeräte und -verfahren.

Einiges über Dynamometer und Messung des Kraftbedarfes der Arbeitsmaschinen. Von v. Denffer. (Riga Ind. Z. 31. Juli 07 S. 177/80*) Allgemeines über den Kraftbedarf von Arbeitsmaschinen. Versuche von Hartig über den Kraftbedarf von Textilmaschinen. Dynamometer von Hartig. Forts. folgt.

The Thwing electric pyrometers. (Iron Age 1. Aug. 07 S. 304/05*) Bei dem einen thermoelektrischen Pyrometer wird der Einfluß der kalten Enden durch Verwendung zweier Metalle mit verschiedener Ausdehnung ausgeglichen; mit dem andern kann auch die strahlende Wärme gemessen werden.

Metallbearbeitung.

Machine for weighing the forces on a cutting tool. Von Brooks. (Engng. 23. Aug. 07 S. 269/70*) Rechnerische Ableitung eines Verfahrens, bei dem die in drei aufeinander senkrechten Ebenen auftretenden Teilkräfte des Druckes auf die Werkzeugschneide getrennt von einander gemessen werden. Zusammenstellung von Versuchsergebnissen.

Machine for weighing the forces on a cutting tool. (Engng. 23. Aug. 07 S. 268*) Darstellung der vorstehend erwähnten Meßvorrichtung. Das Werkzeug ist auf einer in den drei Richtungen beweglichen Scheibe eingespannt, die durch Gewichthebel im Gleichgewicht erhalten wird.

A new Mueller radial drill. (Iron Age 1. Aug. 07 S. 290/91*) Wechselrädergetriebe und Einrichtungen für den Spindelvorschub der mit 24 Schnitt- und 8 Vorschubgeschwindigkeiten arbeitenden Maschine.

Das Bohren und Nieten von Eisenkonstruktionen mit elektrischen Pendelbohrmaschinen und elektrischen Nietmaschinen. Von Schrader. Schluß. (Dingler 24. Aug. 07 S. 529/32*) Vorteile der elektrischen Nietmaschine gegenüber dem Betrieb mit Druckluft oder Druckwasser. Arbeitsweise. Kraftbedarf. Aufhängung. Zusammenfassung.

Vertical spindle surface grinder. (Am. Mach. 17. Aug. 07 S. 145/51*) Ausführliche Wiedergabe von Konstruktionszeichnungen der von der Pratt & Whitney Co. gebauten Planschleifmaschine mit Riemenantrieb, Wasserkühlung und Schutzvorrichtungen.

Eine neue Maschine für die Blechindustrie. Von Hundhausen. (ETZ 22. Aug. 07 S. 833/36*) Die von Tümmler in Döbeln hergestellte Maschine ist mit einem sehr genauen Vorschubgetriebe zum schrittweisen Zuführen von Metallbändern versehen, die in Stanzpressen verarbeitet werden.

Azetylenothermie. Von Kautny. (Z. Dampfk. Maschbtr. 21. Aug. 07 S. 837/41*) Kostenberechnung für Azetylen-Sauerstoffschweißungen. Verschiedene Brenner für die Azelylen-Sauerstoffschweißung. Bearbeitungsweise und Einspannvorrichtungen beim Schweißen verschiedener Stücke.

Metallhüttenwesen.

The largest copper smelting plant in the world. (Eng. News 1. Aug. 07 S. 114/15*) Die Anlage der Anaconda Copper Mining Co. arbeitet mit 64 Röstöfen für je 45 t Erz, 8 Flammöfen für je 300 t, 2 Hochöfen für je 1600 t und einem Hochofen für 3000 t in 24 st.

Copper-smelting practice in the Boundary-District, British Columbia. Von Keffer. (Eng. Magaz. Aug. 07 S. 714/27*) In dem genannten Bezirk arbeiten die Granby Consolidated Mining Smelting and Power Co. mit 8 Oefen und 3000 t Tagesleistung, die British Columbia Copper Co. Ltd. mit 3 Oefen und 1950 bis 2250 t und die Dominion Copper Co. mit 3 Oefen, wovon einer allein 1200 bis 1400 t verarbeitet. Zusammensetzung der verhütteten Erze. Zuschläge. Darstellung verschiedener Einrichtungen.

Motorwagen und Fahrräder.

The Leitner ignition and lighting system for motor vehicles. (Engng. 23. Aug. 07 S. 267/68) Durch eine 13,5 bis 16 kg schwere Dynamomaschine, die zwischen 500 und 3000 Uml/min unveränderlich 6 Amp bei 10 V Spannung liefert, wird eine Akkumulatorenbatterie geladen, die den Zündstrom für den Motor liefert und die Lampen des Wagens speist. Darstellung des Einbaues in dem Untergestell eines Motoromnibusses der London General Omnibus Co.

Schiffs- und Seewesen.

Festigkeitsberechnung eines Querschottes für einen Tankdampfer. Von Larsen. (Schiffbau 14. Aug. 07 S. 789/91*) Graphische und rechnerische Bestimmung der Drücke am oberen und unteren Knie des Schottes. Angaben über Biegungs-, Widerstands- und Trägheitsmomente.

»Dreadnought«. Von Müller. Schluß. (Schiffbau 14. Aug. 07 S. 796/97*) Gewichte und Raumbedarf der Maschinenanlage. Ergebnisse der Probefahrten. Verhalten des Schiffes während des Feuerns der Geschütze. Manövrierfähigkeit.

Mooring-buoy for the »Lusitania« and »Mauretania«. (Engng. 23. Aug. 07 S. 267*) Die für die Sicherung der Schiffe im Mersey-Fluß bestimmte Vertäuboje aus 10 mm dickem Siemens-Martin-Stahlblech hat 4,8 m Dmr. und 4,2 m Höhe und ist mit einem Pintsch-gas-Brenner versehen, der aus zwei Druckbehältern von 2,7 m Länge und 0,75 m Dmr. gespeist wird.

Textilindustrie.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfactor. Von Früh. Forts. (Dingler 24. Aug. 07 S. 532/36*) Einfluß des Quadranten auf die Wagengeschwindigkeit. Rechnerische Bestimmung der Betriebsverhältnisse bei einem Quadranten mit unveränderlicher Winkelgeschwindigkeit. Forts. folgt.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts. (Text. World Rec. Aug. 07 S. 127/33*) Herstellung verzierter Spitzen durch eigenartige Anordnung der Klöppelbahnen.

Wasserkraftanlagen.

The Kern River No. 1 power plant of the Edison Electric Co., Los Angeles. Von Whitney. (Eng. Rec. 10. Aug. 07 S. 140/44 u. 17. Aug. S. 175/81*) S. S. 1431 unter Elektrotechnik.

Notes on the governing of hydraulic turbines. Von Ball. (Engng. 23. Aug. 07 S. 282/84*) Die Regler können nach dem Gefälle der Anlage, nach der Art ihres Eingreifens, ob erst bei Ueberschreitung einer gewissen Umlaufzahl oder fortlaufend, sowie in mechanisch oder durch Druckflüssigkeit betätigte getrennt werden. Ergebnisse von verschiedenen Regelverfahren. Darstellung mehrerer Bauarten von Reglern.

Die Reguliervorrichtungen in amerikanischen Wasserkraft-Elektrizitätswerken. Von Perkins. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 20. Aug. 07 S. 349/51*) Die Regler von Woodward und Lombard.

The British Association. Forts. (Engng. 23. Aug. 07 S. 258/66*) Meinungsaustausch über die Vorträge von Barnes »The ice problem in engineering«, s. Zeitschriftenschau v. 24. Aug. 07, und von Smyth »The application of water-power, and how to secure the greatest efficiency in working the same«.

Zweistufige Verbundturbine der Zentrale Wiesberg, Tirol. Von Pfarr. (Z. f. Turbinenw. 20. Aug. 07 S. 345/49*) In der dargestellten Doppelturbine wird das verfügbare Gefälle von 87 m so ausgenutzt, daß jedes Laufrad nur den halben Druck auszuhalten hat, während sich die Axialdrücke nahezu völlig ausgleichen. Hierdurch wird die Abnutzung der Schaufeln vermindert. Ergebnisse des etwa 3/4 jährigen Probebetriebes und der Leistungsversuche, bei denen ein Turbinenwirkungsgrad zwischen 0,825 und 0,861 erzielt worden ist.

Wasserversorgung.

New water purification plant at Exeter, N. H. Von Weston. (Eng. News 8. Aug. 07 S. 136/38*) Darstellung der Becken, Filter, Rohrleitungen und des Lageplanes der Kläranlage in Exeter. Der Wasserbedarf beträgt 1400 bis 2300 cbm täglich.

Electrically-operated water-works of Tacoma, Wash. Von Estep. (El. World 17. Aug. 07 S. 330/31*) Die Stadt besitzt elf 45 m tiefe halbartesische Brunnen, aus denen das Wasser durch einen 150 pferdigen und zwei 75 pferdige Kompressoren in zwei Behälter von verschiedener Höhenlage gedrückt wird. Die Kompressoren werden von Zweiphasen-Induktionsmotoren für 2300 V Spannung angetrieben. Das Pumpwerk enthält eine Transformatoranlage für den mit 23000 V vom Snoqualmie Fall-Werk bezogenen Drehstrom.

Experiments with a Jewell filter at the Posen water works. Von Gieseler. (Eng. Rec. 10 Aug. 07 S. 156/58*) Aus-

zug aus einem deutschen Bericht von Wernicke und Weldert über Untersuchungen an zwei verschiedenen in Posen auftretenden Wasserarten, insbesondere über die Reinigung des gemischten Wassers in Filtern der Jewell Export Filter Co. S. a. Z. 07 S. 1240.

Werkstätten und Fabriken.

The position and equipment of the Puget Sound Navy Yard. Von Estep. (Eng. Magaz. Aug. 07 S. 753/65*) Zufahrtstraßen und Tiefenverhältnisse. Docks und andre Einrichtungen der Werft. Dringlichkeit der Anlage von neuen großen Werften an der Küste des Stillen Ozeans.

Zementindustrie.

Gravel screening and washing plants. (Eng. News 1. Aug. 07 S. 105/07*) Darstellung von Anlagen der American Sand and Gravel Co., der Stewart-Peck Sand Co. und der Lake Shore and Michigan Southern Ry. Das Rohmaterial wird durch ein Förderband über eine Reihe von beweglichen Sieben geführt und gleichzeitig durch einen Wasserstrom gewaschen.

Ziegelei und Tonindustrie.

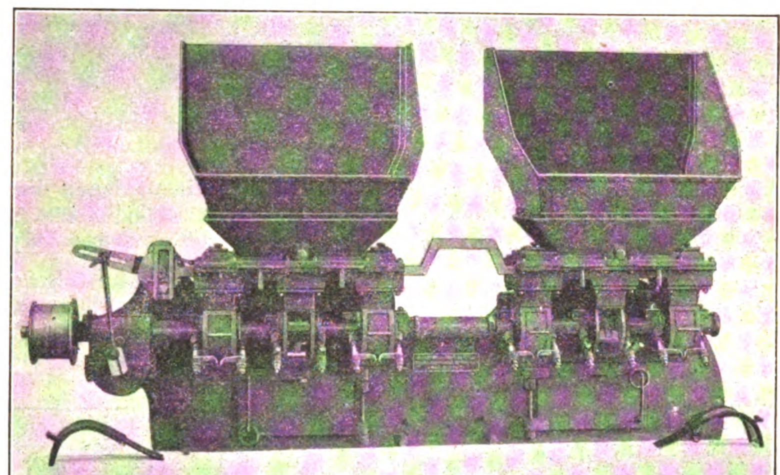
Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Forts. (Dingler 24. Aug. 07 S. 536/40*) Der Segerkegel. Verschiedene Oefen. Schluß folgt.

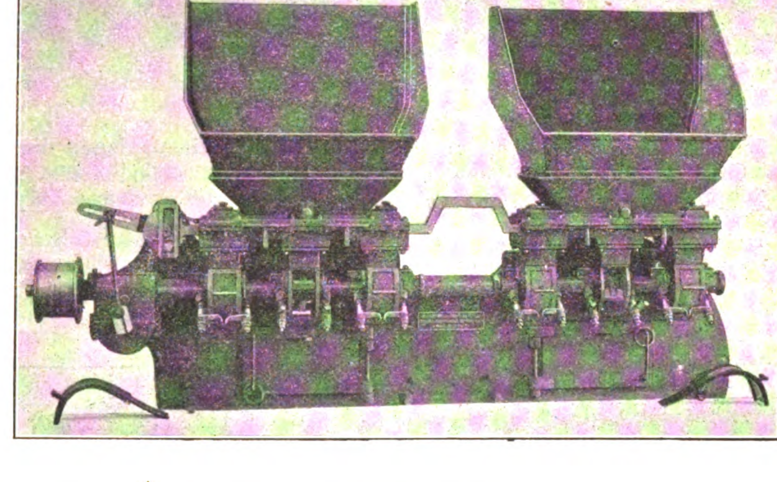
Rundschau.

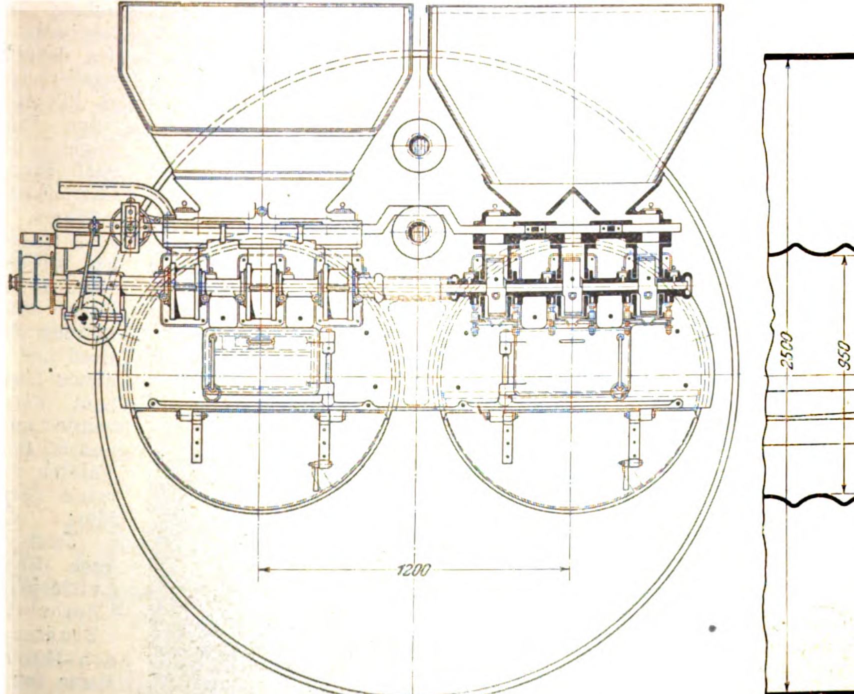
Von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg wird seit mehreren Jahren eine **selbsttätige Beschickvorrichtung für Dampfkesselfeuerungen** ausgeführt, Fig. 1 bis 3, die bei möglichst gleichmäßiger Verteilung des Brennstoffes die Beschickung innerhalb weiter Grenzen zu verändern gestattet. Die in die Trichter eingefüllten Kohlen fallen zunächst in Verteilkasten und werden hier durch eine hin- und hergehende Verteilstange mit Daumen abwechselnd in die darunter liegenden Flügelkasten geschoben, wo sie von rasch umlaufenden Flügelrädern erfaßt und auf den Rost geschleudert werden. Um den Brennstoff gleichmäßig über den Rost zu verteilen und insbesondere das Hinwegschleudern über die Feuerbrücke zu verhindern, werden die 2 bis 3 Flügel der Wurfräder verschieden geformt und die Prellkappen, gegen die die Kohlen geschleudert werden, verstellbar gemacht. Die Flügelkasten haben lösbare Deckel, deren Riegel durch Federn geschlossen gehalten werden, sodaß harte Fremdkörper, die in diese Kasten gelangen, durchlaufen können, ohne die Flügelräder zu beschädigen. Die Größe der Beschickung wird je nach den Schwankungen des Tagesbetriebes durch Verstellung des Hubes geregelt, den die Kohlenverteilstange macht. Diese Stange wird durch eine durch ein Schaltrad angetriebene Kurbelschleife hin und her bewegt. Die zugehörige Schaltklinke ist auf einem Winkelhebel angeordnet, der durch Schnecke und Kurbelgetriebe von der Welle bewegt wird. Man kann daher die Hübe des Kurbelgetriebes und des Winkelhebels, auf dem die Schaltklinke angeordnet ist, durch Verschieben der in Schlitzen geführten Zapfen verändern, wodurch die bei jedem Hub der Kohlenverteilstange geförderte Menge beeinflußt wird. Zwischen Schaltrad und Kurbelschleife ist eine Lederreibkupplung eingeschaltet, so daß das Getriebe gegen Brüche durch mitgeführte Fremdkörper gesichert ist. Der Kraftbedarf zum Antrieb der Vorrichtung beträgt je nach der Kesselgröße 0,2 bis 0,4 PS bei 400 bis 550 Uml./min der Flügelradwelle, die mit fester und loser Scheibe ausgerüstet ist.

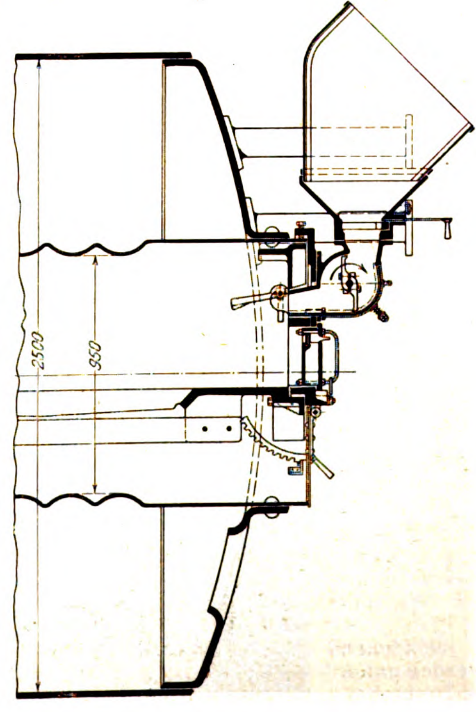
Fig. 1 bis 3.

Selbsttätige Beschickvorrichtung für Dampfkesselfeuerungen.







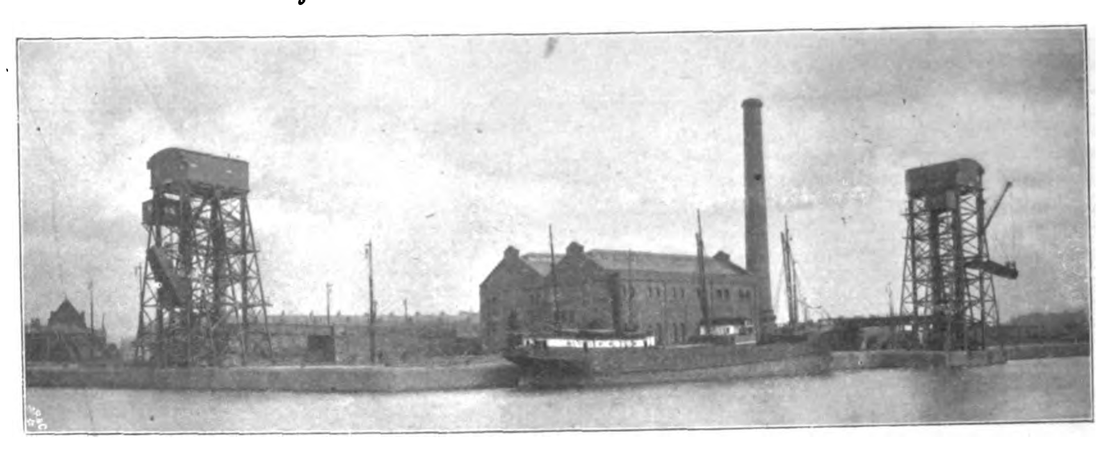




Am 26. April d. J. wurde in **Glasgow** das von den Trustees of Clyde Navigation gebaute **Rothesay-Dock** durch den Prinzen von Wales eröffnet.

Dieses Dock bietet insofern besonderes Interesse, als es das erste in England ist, bei dem elektrische Kraftverteilung vollständig durchgeführt ist. Auch die beiden in Fig. 1 abgebildeten Hubkipper werden elektrisch betrieben, und zwar mittels der Leonard-Schaltung, welche in Deutschland bei den Grubenförderungen so ausgezeichnete Dienste leistet und sich auch bei den Kippern vorzüglich bewährt.

Fig. 1. Gesamtansicht der Dockanlage mit Kraftwerk.



Die Anlage, welche vom **Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp) A.-G. Hamburg** in Verbindung mit den **Siemens-Schuckert-Werken, Berlin**, gebaut ist, umfaßt zwei **Wagenkipper** nebst dem zugehörigen Kraftwerk.

Fig. 2. Landansicht des ersten Kippers

Die Kipper haben eine Bruttotragfähigkeit von 32 t und eine Hubhöhe von 15 bezw. 18 m. Sämtliche Winden sind auf dem Kopf der Kipper in einem wasserdichten Haus untergebracht.

Die Motoren zum Heben und Kippen des Wagens leisten je 300 PS, derjenige zum Bewegen der Schüttrinne und des Hülfskranes 50 PS. Alle drei werden in verschiedenen Steuerschlitzen durch einen einzigen Hebel gesteuert, wobei jede Bewegung selbsttätig begrenzt ist, so daß Unglücksfälle so gut wie ausgeschlossen sind. Das Führerhaus befindet sich ebenfalls am Kopfe des Kippers unterhalb des Windenhauses.

Die beladenen Wagen werden unten über eine Drehscheibe auf die Bühne geschoben, gehoben, gekippt und entleert und darauf auf ein hochliegendes Abfahrtgleis mit natürlichem Gefäll abgestoßen. Auf diese Weise ist eine gegenseitige Störung der zufahrenden und abfahrenden Wagen vermieden.

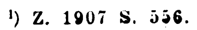
Die Leistungsfähigkeit jedes Kippers beträgt bis zu 900 t Kohlen stündlich.

Das Kraftwerk enthält 2 Maschinensätze, von denen jeder eine volle Reserve für den andern bedeutet. Jeder Satz umfaßt eine Dreifach-Expansionsmaschine von 375 Uml./min mit eingekapseltem Schwungrad und 2 Generatoren von je 400 PS mit veränderlicher Spannung, welche je einen Kipper betreiben. Auf derselben Achse sitzt ein Generator mit unveränderlicher Spannung, der den elektrischen Strom für die übrigen Maschinenanlagen des Docks liefert.

Die Anlage arbeitet zur vollsten Zufriedenheit der Auftraggeber.

Nachdem das französische Kriegsluftschiff »La Patrie«[1]) am 8. Juli d. J. eine erfolgreiche etwa $1^1/_4$ stündige Fahrt von Chalais-Meudon nach Paris und zurück bei Westnordwest von 4 m/sk Windgeschwindigkeit mit 27 bis 30 km/st Eigengeschwindigkeit ausgeführt hatte, ist es nach einigen kürzeren Vorversuchen gelungen, mit dem lenkbaren Luftschiff des deutschen Luftschifferbataillons am 24. Juli eine $3^1/_2$ stündige Fahrt vom Tegeler Schießplatz nach Spandau und Charlottenburg auszuführen. Das deutsche Kriegsluftschiff hat wie das französische halbstarre Bauart und ist unter Leitung des Majors Groß und des Ingenieurs Basenach erbaut worden. Es wurde am 24. Juli und bei den späteren Fahrten von Hauptmann Sperling geführt.

Jetzt hat nun auch das **lenkbare Luftschiff**, das die **Motorluftschiff-Studiengesellschaft zu Berlin** von Major **von Parseval** erworben hat, am 26. August seinen ersten diesjährigen **Aufstieg** erfolgreich ausgeführt. Die Fahrt dauerte eine halbe Stunde bei einer Windgeschwindigkeit von 8 m/sk. Alle Wendungen und Manöver mit und gegen Wind sollen vorzüglich gelungen sein. Das Luftschiff, in dessen Gondel 4 Personen saßen,



[1]) Z. 1907 S. 556.



wurde von Major von Parseval geführt. Es ist in der Fabrik von August Riedinger in Augsburg mit den Verbesserungen versehen worden, die sich aus den vorjährigen Versuchsfahrten ergeben hatten.

Das Parsevalsche Luftschiff hat unstarre Bauart. Der Ballon ist zylindrisch und geht vorn in einen stumpferen, hinten in einen spitzeren eiförmigen Körper über. Er ist 48 m lang, hat 8,9 m Dmr. und 2800 cbm Rauminhalt. Die Hülle besteht aus zwei schräg übereinander gelegten gummierten Lagen von Baumwollstoff und ist gelb gefärbt, um die Gummierung vor den zersetzenden Lichtstrahlen zu schützen. Um Formveränderungen bei der Fahrt zu verhindern, ist vorn und hinten in den Ballon je ein länglicher Luftsack eingebaut, die durch ein Kreiselgebläse mit eigenem Motorantrieb mit Hülfe von Ventilen mit Zugleinen in verschiedenem Maße mit Luft gefüllt oder entleert werden können. Gleichzeitig dienen die Luftsäcke zum Steuern in senkrechter Richtung. Das Steuer für die wagerechte Richtung ist hinten am Ballon angeordnet und besteht aus einem Rahmen aus Stahlrohren, der doppelt mit Stoff überzogen ist. Die 5,5 m lange, aus Aluminiumrahmen zusammengesetzte Gondel ist rd. 8,5 m unter dem Ballon aufgehängt und trägt einen 90 pferdigen Daimler-Motor von 1100 Uml./min und die vierflügelige Luftschraube. Die Flügel bestehen aus Rahmen, die mit starkem Stoff bespannt sind. Die Gondel wiegt betriebfertig 1200 kg.

Die **böhmischen Talsperren** im Gebiet der Görlitzer Neiße haben nach einem Bericht von Baurat Zimmler[1]) bei dem diesjährigen Julihochwasser ihre erste große **Betriebsprobe** glänzend bestanden. Nach Entwürfen von Intze[2]) sind dort die Talsperren von Harzdorf, Friedrichswald (Schwarze Neiße), Voigtsbach und Mühlscheibe bereits ausgeführt, während die von Grünwald im Bau und die bei Görsbach noch nicht begonnen ist. Die fertigen Talsperren beherrschen zurzeit ein Niederschlaggebiet von 33,2 qkm. Sie haben das außerordentlich starke Hochwasser, das infolge der Niederschläge vom 13. bis 15. Juli d. J. dort eingetreten ist, derart zurückgehalten, daß die Flutwelle der Bäche und der Neiße unterhalb der Staumauern wirkungsvoll abgeflacht wurde und keine erheblichen Schäden oder Ueberschwemmungen eingetreten sind. Die nachfolgende Zahlentafel gibt eine Uebersicht über die während der Tage vom 13. bis 15. Juli an den Talsperren aufgetretenen Wasserzuflüsse, die Staumengen und die nachherigen Wasserabflüsse. Das Wasser wurde, nachdem der Wasserstand der Neiße genügend gesunken war, ohne Schwierigkeiten oder Beschädigungen durch die Ablaßrohre und Abflußgerinne abgelassen. Ein Ueberlaufen am Ueberfall trat nicht ein, da ja die höchsten Staumengen außer bei Voigtsbach noch nicht zur Hälfte erreicht worden sind.

Auch die 1894 erbaute Marienbader Talsperre ist stark in Anspruch genommen worden. Sie wurde am 16. Juli vollständig gefüllt vorgefunden; am Ueberfall hatte sich ein

Talsperre	größter Stauinhalt	Niederschlaggebiet	Wasserzufluß	Stauwassermenge vom 13. bis 14. Juli	abgelassenes Wasser
	cbm	qkm	cbm/sk	cbm	cbm/sk
Harzdorf	630 000	15,5	3,3	240 000	1,0
Friedrichswald (Schwarze Neiße)	2 000 000	4,1	10,0	436 000	0,5
Voigtsbach . . .	250 000	6,9	3,2	155 000	0,8 später 2,0
Mühlscheibe . . .	250 000	6,7	1,8	86 000	0,8 » 1,5

mäßiger Ueberlauf eingestellt. Die Mauer zeigte keine sichtbaren fließenden Durchsickerungen; am unteren Ausfluß des Sammelstollens lief an Sickerwasser nur 1 ltr/sk ab. Während die Mauer nirgends abgenutzt erscheint, bedarf das Ueberfallgerinne an einigen Stufen der Kaskaden einer Ausbesserung der Sohlenpflasterung. Für derartige Kaskaden wird die Anlage von Sturzkesseln empfohlen, damit der Wasserstoß des herabstürzenden Wassers durch ein Wasserpolster gedämpft wird.

Schließlich wird auch von der in Preußen gelegenen Talsperre des Queis bei Marklissa[1]) berichtet, daß sie sich wiederum bewährt hat. Das ansteigende Wasser wurde durch den linken Umlaufstollen abgelassen und niedriger als der Schützenüberlauf gehalten. Der rechte Umlaufstollen wird zurzeit nicht benutzt, weil die Schieber gegen solche von verbesserter Konstruktion ausgewechselt werden und die vom Wasser abgerissene Panzerung des Ablaßstollens durch eine Auskleidung mit Granitquadern ersetzt wird.

Das **Betriebsergebnis** des ersten Jahres **der Simplon-Bahn**, reichend bis zum 1. Juni 1906, liegt jetzt vor. Danach belief sich der Güterverkehr von der Schweiz nach Italien auf 27400 t, der von Italien nach der Schweiz auf 29400 t, insgesamt also 56800 t. Darin ist der Durchgangverkehr (von Frankreich durch die Schweiz nach Italien und umgekehrt) inbegriffen, der aber noch sehr schwach ist; 50000 t dürfen auf den italienisch-schweizerischen Verkehr gerechnet werden. Die Zahl der beförderten Personen ist noch nicht genau festgestellt, doch schätzt man sie auf rd. 430000, beide Richtungen zusammengenommen. Die kilometrische Einnahme nach den mittleren Tarifsätzen der Schweizer Bundesbahnen, unter Berücksichtigung des für die Tunnelstrecke geltenden Zuschlages berechnet, stellt sich auf rd. 32500 frs; das bedeutet also noch einigen Spielraum bis zum Satz von 50000 frs/km, bei dessen Erreichung das zweite Gleis gebaut werden soll. Immerhin hat der schweizerische Bundesrat kürzlich seinen Beschluß, den zweiten Tunnel demnächst auszubauen, auch damit begründet, daß die Grenze von 50000 frs bald erreicht sein werde (Zeitschrift des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 17. August 1907)

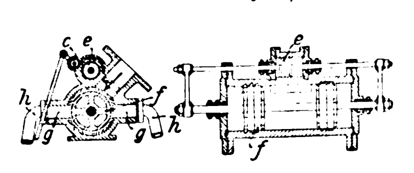
[1]) Oesterreichische Wochenschrift für den öffentlichen Baudienst vom 17. August 1907 S. 520.

[2]) s. Z. 1906 S. 678.

[1]) s. Z. 1906 S. 942.

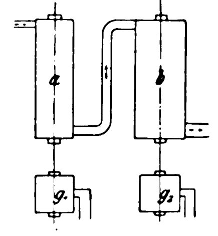
Patentbericht.

Kl. 14. Nr. 182301. Dampfzuführung für teilweise beaufschlagte Turbinen. H. Thormeyer, Friedenau bei Berlin. Der vom Regler mittels Vorsteuerhahnes c und Dampfkolbens e verstellte geteilte Kolbenschieber f ist zu den Dampfwegen g, h so gestellt, daß bei Rechtsverschiebung nach vollständiger Eröffnung des ersten Kanalpaares $g\,g$ sofort die Eröffnung des zweiten begonnen wird usw. (ebenso beim Schließen), um eine stoßfreie, gleichmäßige, pausenlose Aenderung der Beaufschlagung durchzuführen.



Kl. 47. Nr. 183798. Federndes Lager. P. Th. Sundberg, Stockholm. Das quer bewegliche Halslager g für schnell umlaufende Wellen stützt sich mit seinem Flansch h gegen (Blatt-)Federn f, deren Hubbegrenzung nach innen nicht durch mühsam einzustellende Schrauben usw., sondern durch eine gedrehte, mit dem Lager gleichachsige Fläche c im festen Teil a des Lagers gebildet wird.

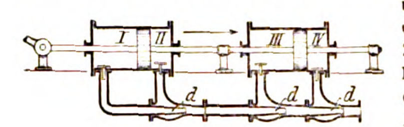
Kl. 14. Nr. 183844. Verbundturbine. A.-G. Brown, Boveri & Co, Baden (Schweiz). Man bestimmt für die Hochdruckturbine a und die Niederdruckturbine b einzeln die günstigste Geschwindigkeit, die für a, besonders wenn man den Durchmesser wegen des Spaltverlustes möglichst klein macht, größer ausfällt als für b. Diese Geschwindigkeiten werden dadurch aufrecht erhalten, daß man angekoppelte, passend gebaute Dynamos g_1, g_2 parallel auf ein Netz schaltet, oder dadurch, daß man mit geeigneten Uebersetzungen eine Welle antreiben läßt usw.



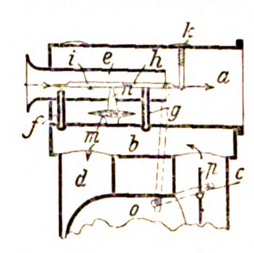
Kl. 47. Nr. 184024 und 184025. Kugellager. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Bei Kugellagern, deren Laufringe keinerlei Durchbrechungen oder Ausnehmungen zum Einfüllen der Kugeln haben, kann man bei außeraxsiger Lage des Innenringes nur etwa die Hälfte des Außenringes mit Kugeln füllen. Um nun eine größere Zahl von Kugeln einbringen zu können, wird der Zwischenraum künstlich erweitert, entweder durch Erwärmung des äußeren oder Abkühlen des inneren Ringes, oder beides, oder durch Biegung oder

Verdrehung, Zug- oder Druckbeanspruchungen, Pressungen usw., wobei man zweckmäßig innerhalb der Elastizitätsgrenze bleibt.

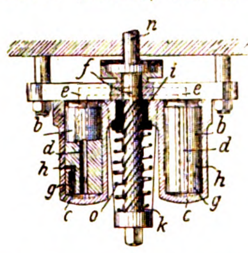
Kl. 46. Nr. 182994. Mehrzylindrige doppeltwirkende Viertaktmaschine. Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbauges. Nürnberg A.-G., Nürnberg. Bei den versetzt im Viertakt arbeitenden Zylinderräumen *I, II, III, IV* wird die Strömkraft der gegen Ende des Arbeitshubes auspuffenden Gase benutzt, um den zu derselben Zeit die Rückstände ausstoßenden Zylinderraum entleeren zu helfen. Hat z. B. der Raum *III* den Arbeitshub und *II* den Auspuffhub nahezu vollendet, so saugen die aus *III* vorauspuffenden Abgase durch die betreffende Düse *d* die Rückstände aus *II* heraus, so daß dort nicht nur der Widerstand gegen die Kolbenbewegung vermindert, sondern auch beim nächsten Saughub in *II* ein reineres und vermehrtes Gemisch angesaugt wird.



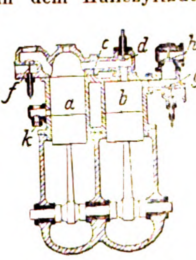
Kl. 46. Nr. 183883. Vergaser für schwere Kohlenwasserstoffe. G. L. M. Dörwald, London. Der Mischraum *a* ist (sichelförmig) von einem Mantelraum *b* für die von *c* nach *d* strömenden Auspuffgase umgeben, die *a* und das Zerstäubungsrohr *e* allmählich so erhitzen, daß die Maschine, die mit leichtem Kohlenwasserstoff von *f* her angelassen worden ist, nunmehr mit dem durch *g* einzuführenden schweren Kohlenwasserstoff betrieben werden kann. Dieser Wechsel wird selbsttätig herbeigeführt durch einen Wärmeausdehnungskörper *mn* (Quecksilbergefäß oder dergl.), der bei der richtigen Vergasungstemperatur den bei *i* gelagerten Ventilhebel *h* so bewegt, daß er *f* schließt und *g* öffnet. Zur Deckung des nun eintretenden Mehrbedarfes an Luft öffnet *h* das Ventil *k*, und zur Vermeidung der Ueberhitzung von *a* werden die Auspuffgase durch Verstellung der Klappe *p* teilweise oder ganz nach *o* abgelenkt.



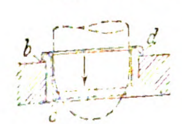
Kl. 46. Nr. 183884. Anlaßvorrichtung. J. A. Ageron, Bridoire (Savoie), und B. J. M Remy, Lyon. Nach dem Einlassen eines Druckmittels durch die Leitungen *f, e, d* werden auf den festen Kolben *b* Zylinder *c* verschoben; diese nehmen eine undrehbare Mutter *i* mit und setzen dadurch eine steilgängige Schraubenspindel *k* in Drehung, die mit der Welle *n* der anzulassenden Maschine durch ein laufendes Gesperre verbunden ist, so daß nach Ingangsetzung der Maschine, Abstellung des Druckmittels und Entweichen der Abgase durch *gh* die Feder *o* alle Teile in die Anfanglage zurückführt.



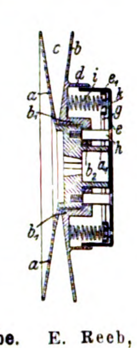
Kl. 46. Nr. 184720. Zweizylindrige Verpuffmaschine. H. Lentz, Halensee bei Berlin. Das allein im Zylinder *a* angesaugte und verdichtete Gasgemisch dehnt sich nach der Zündung sowohl in *a* als in dem Hülfszylinder *b* aus, dessen Kurbel mit der von *a* gleichgerichtet ist; während der Hübe aber, da *b* von *a* getrennt ist, arbeitet *b* als selbständige Luftpumpe zur Herstellung von Druckluft. Beim Einsaugen der Ladung durch *f*, wobei *c* durch *d* verschlossen ist, wird durch das gesteuerte Ventil *g* Luft nach *b* gesaugt und beim Verdichtungshube durch das gesteuerte Ventil *h* in einen Sammelbehälter gedrückt; doch wird *h* so zeitig geschlossen, daß die übrige Luft in *b* denselben Verdichtungsgrad wie die Ladung in *a* erhält. Dann wird *d* geöffnet, es erfolgt der Arbeitshub, und beim Auspuffhube läßt man entweder alle Abgase durch *g* auspuffen oder einen Teil durch *h* in den Sammelbehälter drücken. Die Patentschrift beschreibt noch andre Arbeitgänge der Maschine, auch solche für Zweitakt unter Benutzung des Rückschlagventiles *k*, sowie eine Maschine mit zwei Zylindern *a*, die abwechselnd mit *b* zusammenwirken.



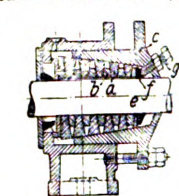
Kl. 47. Nr. 184533. Befestigung und Dichtung von Ventilsitzen. H. Dewers, Rönnebeck a. Unterweser. Da beim Verstemmen des unteren Randes des Ventilsitzes *d* von unten her leicht bei *b* eine klaffende Fuge entsteht, wird der Sitz mit einem nach innen vorstehenden Rande *c* vorgedreht, der dann von oben her durch Eintreiben eines Dornes oder durch Verstemmen nach außen gedrückt wird.



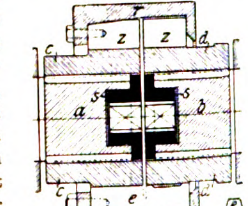
Kl. 47. Nr. 182229. Riemenscheibe mit veränderlichem Durchmesser. E. E. James, Melbourne (Austr.). Zur sicheren Führung der beweglichen Scheibenhälfte *b* ist die auf der Welle zu befestigende Hälfte *a* mit einem zylindrischen Ansatz a_1 versehen und trägt mittels der Bolzen *h* eine Deckscheibe *e* mit Rand e_1, auf a_1, *h* und e_1 gleiten die Teile b_2, b_1 und *d* von *b*. Die im Raume zwischen e_1 und b_2 angeordneten, durch den Riemendruck in der Keilnut *c* mehr oder weniger zusammengedrückten Federn *i* stützen sich auf einen Ring *g*, der durch Schrauben *k* in *e* zur Spannungsregelung ein- und auswärts geschoben werden kann.



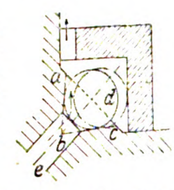
Kl. 47. Nr. 182484. Verstellbare Nockenscheibe. E. Reeb, Bremen. Zur bequemen Abänderung der Nockenlänge in der Umfangsrichtung ist die Nockenscheibe aus mehreren Einzelscheiben *a,b,c,d* zusammengesetzt, von denen *a* mit der Welle *e* fest verbunden ist und die übrigen gegen *a* verdreht und festgestellt werden können. Die Verdrehbarkeit benachbarter Scheiben ist durch Rillen und Stifte *h* begrenzt. Zur Feststellung ist die mit *a* verbundene Hülse *i* mit einem Arm *l* und einer Klemmschraube *k* versehen. Ein Zeiger *n* an *l* und eine Teilung auf *d* lassen das Maß der Verdrehung von *d* gegen *a* ablesen.



Kl. 47. Nr. 182712. Metallpackung für Stopfbüchsen. J. Baeder, Pfeddersheim bei Worms. Zwei ineinander gedrehte Schrauben *a, b* mit dreieckigem oder trapezförmigem Querschnitt dichten nach innen gegen die Welle oder Schubstange *e*, nach außen gegen die Hohlkegelfläche der Büchse *c* ab, indem *a* außen entsprechend kegelförmig gestaltet ist. Beim Nachziehen nach Abnutzung werden die Druckschrauben *g* des Stellringes *f* gelockert, damit *c* durch die Stellschrauben nach innen bewegt und das Schraubenpaar *a, b* auf einen kleineren Durchmesser zusammengedreht werden kann.

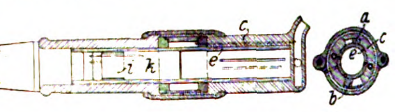


Kl. 47. Nr. 184409. Wellenkupplung. Gutehoffnungshütte, Aktiengesellschaft für Bergbau und Hüttenbetrieb, Oberhausen (Rhld.). Auf den Wellenenden *a, b* werden durch Nut und Keil und durch Schrauben *s* oder dergl. Muffen *c, d* mit Außenzähnen *z* befestigt, und in den Zahnlücken von *c* werden Mitnehmer *e* befestigt, die in die gegenüber liegenden Lücken von *d* eingreifen können, so daß man die Wellen ohne Lösung der Kupplung auseinanderziehen kann. Die Mitnehmer *e* sind im Querschnitt (Nebenfigur) und an einem Ende keilförmig gestaltet, damit sie beim Anziehen des Druckringes *r* fest in die Lücken von *c* gedrückt werden; aber auch das freie Ende wird zweckmäßig keilförmig zugeschärft, um der Welle *b* bei ungenauer Lagerung kleine Schwingungen zu gestatten.



Kl. 47. Nr. 183886 Kugelventil. H. Holzer, Nürnberg. Die Achse *eb* der hohlkegeligen Sitzfläche *ac* ist gegen die Senkrechte so geneigt, daß die als Rollbahn dienende unterste Kegelseite *bc* wenig oder gar nicht von der Wagerechten abweicht, damit das Gewicht der Kugel *d* wenig oder keinen Widerstand bietet.

Kl. 87. Nr. 182721. Drucklufthammer. H. Potter, Bromley (Grfsch. Kent, Engl.). Der Zylindereinsatz *e* ist im Zylinder *c* drehbar und dient als Steuerdrehschieber, indem sein kleinerer Ansatz *a* (Querschnitt) beständig unter Druckluftbelastung steht und die Bogennut des größeren Ansatzes *b* durch die Hinterkante und die Einschnürung *i* des Schlagkolbens *k* abwechselnd mit der Druckluftleitung und der freien Luft verbunden wird. Beim Hin- und Herdrehen von *e* kommen Schlitze am hinteren und vorderen Ende von *e* abwechselnd mit Druckluft- und Abluftschlitzen in *c* zur Deckung, und bei Beginn jedes Hubes legt der Kolben *k* diese Schlitze allmählich der Länge nach frei, so daß die Druckluftzufuhr verstärkt und die Kolbenbewegung beschleunigt wird.



Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 15. Juni 1907 in Coblenz.

(Dieser Versammlung ging am 14. Juni eine Versammlung des Vorstandes voraus, deren Ergebnisse in den folgenden Verhandlungen zum Ausdruck kommen.)

Anwesend vom Vorstande:

Hr. Slaby, Vorsitzender
» Treutler, Vorsitzender-Stellvertreter
» Taaks, Kurator
» Cox
» Hartmann } Beigeordnete;
» Schmetzer }
» Ugé }

als Abgeordnete der Bezirksvereine:

Bezirksverein	Abgeordneter
Aachen	Hr. Pützer
»	» Mehler
Augsburg	» Vogel
Bayern	» Beck
»	» Diesel
Berg	» Blecher
»	» Breidenbach
Berlin	» E. Becker jun.
»	» Fehlert
»	» Frölich
»	» Hartmann
»	» Hausbrand
»	» Herzberg
»	» Hjarup
»	» Josse
»	» Krause
»	» Martens
»	» Raschig
»	» Treptow
Bochum	» Rump
»	» Westermann
Braunschweig	» Schöttler
Bremen	» Ernst Müller
Breslau	» Dietrich
»	» Debusmann
Chemnitz	» Freytag
»	» Rohn
Dresden	» Buhle
»	» Meng
»	» Scheit
Elsaß-Lothringen	» Dogny
»	» Rohr
»	» Seidel
Emscher	» Robert Müller
Franken-Oberpfalz	» Bogatsch
»	» Ely
»	» Kullmann
Frankfurt	» Rißmann
»	» Schubbert
Hamburg	» Goebel
»	» Kroebel
Hannover	» Klein
»	» Nachtweh
Hessen	» Koch
Karlsruhe	» Kempf
»	» Lindner
Köln	» Kraus
»	» Neumann
»	» Stein
»	» Wittrock
Lausitz	» Sondermann
Lenne	» Block
Mark	» Czernek
Magdeburg	» Dankworth
»	» Linde
Mannheim	» Blümcke
»	» Ernst
Mittelrhein	Hr. Graemer
Mittelthüringen	» Schmidt
Niederrhein	» Goll
»	» Körting
»	» Lang jun.
»	» Schnaß
Oberschlesien	» Boltz
»	» P. Müller
Ostpreußen	» Rolin
Pfalz-Saarbrücken	» Ackermann
»	» Pfeiffer
Pommern	» Weyland
Posen	» Benemann
Rheingau	» Schulte
Ruhr	» Backhaus
»	» Haedenkamp
»	» Hölzken
Sachsen	» Jaeger
»	» Zechel
Sachsen-Anhalt	» Schöne
Schleswig-Holstein	» Schulz
Siegen	» Grauhan
Teutoburg	» Trauthan
Thüringen	» Meyer
»	» Schreyer
Unterweser	» Wippern
Westfalen	» Freyberg
»	» Kattentidt
Westpreußen	» Mischke
Württemberg	» v. Bach
»	» Kittel
»	» Nallinger
»	» Thomann
»	» Widmaier
Zwickau	» Baumann

ferner anwesend

Hr. Th. Peters, Vereinsdirektor, und
» D. Meyer, Redakteur der Vereinszeitschrift.

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden.

Der Vorsitzende eröffnet die Versammlung; er begrüßt die Anwesenden und gedenkt der schweren Verluste, welche der Verein durch das Hinscheiden von M. Schaubach, Maschinenfabrikant in Coblenz-Lützel, und Dr.-Ing. Gustav Herrmann, Professor an der Technischen Hochschule in Aachen, erlitten hat. Die Anwesenden ehren das Andenken an die Verstorbenen in üblicher Weise.

Hierauf wird die Liste der Anwesenden festgestellt.

2a) Ernennung zweier Schriftführer.

Zu Schriftführer werden die Herren Buhle-Dresden und Treptow-Berlin ernannt.

2b) Wahl von drei Mitgliedern des Vorstandsrates, welche die Verhandlung über die Hauptversammlung zu vollziehen haben.

Es werden gewählt die Herren Blecher-Barmen, Pützer-Aachen und Rohr-Straßburg i. E.

3) Geschäftsbericht des Direktors.

(s. Z. 1907 S. 678)

Der Geschäftsbericht ist gedruckt in den Händen der Anwesenden; das Wort wird hierzu nicht genommen.

4) Rechnung des Jahres 1906.
(s. Z. 1907 S. 723)

Die Rechnung ist von einem vereidigten Sachverständigen rechnerisch und von den durch die vorjährige Hauptversammlung gewählten Rechnungsprüfern sachlich geprüft und richtig befunden worden.

Auf Antrag der letzteren werden folgende Ueberschreitungen in den Ausgaben genehmigt:

3000 ℳ nachträgliche Bewilligung an die Hilfskasse für deutsche Ingenieure;

8768,45 ℳ für das Technolexikon.

Hierauf wird beschlossen, für den Vorstand und den Vereinsdirektor Entlastung bei der Hauptversammlung zu beantragen.

5) Antrag des Hamburger Bezirksvereines betreffend Amtsdauer der Vorstandsmitglieder.

Der Antrag lautet:

§ 14, Absatz I und III erhalten folgende Fassung:

»Abs. I: Die Mitglieder des Vorstandes werden auf Vorschlag des Vorstandsrates von der Hauptversammlung aus der Gesamtheit der Mitglieder auf 3 Jahre gewählt.

Abs. III: In einem Jahre werden der Vorsitzende und ein Beigeordneter, im zweiten Jahre — falls ein Kurator vorhanden ist — zwei Beigeordnete, sonst drei Beigeordnete, im dritten Jahre der Vorsitzende-Stellvertreter und ein Beigeordneter gewählt.«

Hr. Peters: »Da die Mehrzahl der Bezirksvereine sich für den Antrag ausgesprochen hat und auch der Vorstand ihn für zweckmäßig hält, so hat der Vorstand beschlossen, die Annahme des Antrages zu empfehlen. Für die Annahme des Antrages ist eine Mehrheit von $^2/_3$ der in der Hauptversammlung Anwesenden erforderlich, und ferner die Genehmigung der Kgl. Preußischen Staatsregierung. Da man nicht sicher wissen kann, ob diese Genehmigung noch im laufenden Jahr in unsre Hände gelangen wird, sind zwei Wahlen vorzunehmen: die eine nach dem alten Statut für den Fall, daß die Genehmigung der Staatsregierung nicht bis zum 31. Dezember d. J. eintrifft, und die zweite nach dem neuen Statut für den andern Fall.

Es ist ferner zu erwägen, ob und in welchem Maße der Antrag, falls er angenommen wird, auf die im Amt befindlichen Vorstandsmitglieder rückwirkend gemacht werden soll, und welche von den jetzigen Vorstandsmitgliedern geneigt sind, ein drittes Amtsjahr zu übernehmen, falls der Vorstandsrat und die Hauptversammlung es wünschen.«

Hr. Pützer erinnert daran, daß die Frage der Amtsdauer der Vorstandsmitglieder bei Beratung des jetzt geltenden Statuts eingehend erwogen worden ist. Auf der einen Seite sei es erwünscht, daß die Vorstandsmitglieder reichlich lange Zeit im Amt verbleiben, um sich gründlich einarbeiten zu können, auf der andern Seite sei es wichtig, auch im Interesse der Bezirksvereine, dem Vorstand durch häufigeren Wechsel frisches Blut zuzuführen.

Schließlich sei es doch wohl fraglich, ob sich immer geeignete Leute finden würden, die das Amt auf so lange Zeit übernehmen möchten.

Hr. Kroebel spricht namens des Hamburger Bezirksvereines darüber seine Freude aus, daß nur 8 Bezirksvereine sich ablehnend verhalten haben. Das Bedenken, daß bei dreijähriger Amtsdauer der einzelne Bezirksverein so viel seltener dazu kommt, eines seiner Mitglieder in den Vorstand gewählt zu sehen, müsse zurücktreten gegen den Wunsch, im Vorstand Leute zu haben, die der Vereinsgeschäfte recht kundig sind.

Die auf Anregung des Berliner Bezirksvereines befragten früheren Vorstandsmitglieder haben sich in der Mehrheit für den Hamburger Antrag ausgesprochen. Eine besondere Freude würde es für alle Mitglieder sein, wenn durch Annahme des Antrages die Möglichkeit geschaffen würde, den hochverehrten Herrn Vorsitzenden noch ein weiteres Jahr im Amt zu sehen.

Hr. Lindner begründet den Zusatzantrag des Karlsruher Bezirksvereines, welcher dahin geht, daß der Vorsitzende, nachdem er 2 Jahre sein Amt geführt hat, als stellvertretender Vorsitzender im Vorstande verbleiben soll; er könne auf diese Weise seinem Nachfolger mit Rat und Tat zur Seite stehen.

Die Herren Klein und Hartmann-Berlin schließen sich den Bedenken des Hrn. Pützer an, während die Herren Hartmann-Hamburg und Blümcke sie nicht teilen.

Der Vorstandsrat beschließt mit 74 gegen 23 Stimmen, der Hauptversammlung die Annahme des Antrages zu empfehlen.

Da der Karlsruher Antrag, welcher lautet:

»Der Karlsruher Bezirksverein stimmt dem Hamburger Antrage zu. Für den Fall, daß sich für die Ausführung Schwierigkeiten herausstellen, schlägt er jedoch vor, die 2jährige Amtsdauer des Vorstandes beizubehalten und zu beschließen, daß der abgehende Vorsitzende je für die nächsten 2 Jahre als stellvertretender Vorsitzender dem Vorstande erhalten bleibe, um dem neuen Vorsitzenden beratend zur Seite zu stehen und die Gleichmäßigkeit der Geschäftsführung zu wahren«,

nur für den Fall gestellt ist, daß der Hamburger Antrag abgelehnt werden sollte, dieser Antrag aber angenommen ist, so wird hierüber nicht weiter verhandelt.

Dagegen gelangt der Antrag des Vorstandes zur Beratung, welcher den Hamburger Antrag ergänzen soll und lautet:

»Der aus dem Vorstandsamt im regelmäßigen Turnus ausscheidende Vorsitzende gehört für weitere 3 Jahre dem Vorstandsrate (§ 17) an.«

Hr. Herzberg empfiehlt, dem Antrage nicht Folge zu geben, weil damit eine Wahl auf 6 Jahre zustande käme. Es könne doch sein, daß man auch einmal mit einem Vorsitzenden nicht ganz zufrieden wäre, und dann würde diese lange Amtsdauer als ein Zwang empfunden werden.

Hr. Hartmann-Berlin ist der Meinung, daß durch den Antrag ein Kurator zweiter Güte mit beschränkter Amtsdauer geschafft würde, wozu nach den bisherigen Erfahrungen keine Veranlassung vorliege.

Hr. Hartmann-Hamburg entgegnet, daß der Kurator im Vorstand wirke, während nach dem Antrage der frühere Vorsitzende im Vorstandsrat wirken solle.

Auch Hr. Ugé empfiehlt den Antrag; in vielen Bezirksvereinen sei es üblich, den Vorsitzenden nach dem Ausscheiden aus dem Amt noch 1 oder 2 Jahre im Vorstand des Bezirksvereines zu belassen. Es sei doch auch nicht zweckmäßig, wenn die Vorsitzenden des Gesamtvereines, nachdem sie während ihrer Amtstätigkeit bedeutende Unternehmungen des Vereines in Gang gesetzt und geleitet haben, plötzlich durch ihr Ausscheiden aus dem Amt nichts mehr mit diesen Dingen zu tun hätten, die nun von andern fortgesetzt werden müßten.

Hr. Treptow erinnert daran, daß die Zahl der Abgeordneten der Bezirksvereine durch deren Mitgliederzahl bestimmt sei, und erblickt deshalb in dem Antrage des Vorstandes einen Eingriff in die Rechte der Bezirksvereine.

In derselben Auffassung empfiehlt Hr. Nachtweh, den Zweck des Antrages dadurch zu erreichen, daß den Bezirksvereinen nahegelegt wird, den ausscheidenden Vorsitzenden in den Vorstandsrat zu wählen.

Hr. Blecher unterstützt den Antrag auf Grund seiner Erfahrung; er schildert, wie in den Jahren 1889 und 1890, als die neuen Statuten beraten wurden und die Verhandlungen mit den Staatsbehörden usw. im Gange waren, diejenigen Herren, die damals im Vorstande waren, inmitten dieser wichtigen Verhandlungen ausscheiden und die Fortsetzung neuen Kräften überlassen mußten.

Hierauf beschließt der Vorstandsrat, die Annahme des Vorstandsantrages bei der Hauptversammlung zu befürworten.

Es wird ferner beschlossen, der Hauptversammlung die Rückwirkung des Hamburger Antrages auf die gegenwärtig im Amt befindlichen Vorstandsmitglieder zu empfehlen, von denen jedoch Hr. Ugé erklärt, ein weiteres Amtsjahr nicht übernehmen zu können, während die übrigen Vorstandsmitglieder sich dazu bereit erklären, der Vorsitzende insbeson-



dere mit Rücksicht auf die schwebende Frage des Technolexikons.

Punkt 6) **Vorschläge zur Wahl von Vorstandsmitgliedern**
wird hierauf bis nach der Pause vertagt.

7) Vorschläge zur Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1907.

Da von den bisherigen Rechnungsprüfern und Stellvertretern Hr. Rein-Bielefeld nicht wiedergewählt zu werden wünscht und Hr. Haßler-Augsburg zur Wahl in den Vorstand in Aussicht genommen ist, wird beschlossen, der Hauptversammlung folgende Wahlen vorzuschlagen:

als Rechnungsprüfer die Herren Blümcke-Mannheim und Reuß-Halle,

als Stellvertreter die Herren Hjarup-Berlin und Schnaß-Düsseldorf.

8) Hilfskasse für deutsche Ingenieure. (s. Z. 1907 S. 803)

Der Bericht über die Tätigkeit der Hilfskasse im Jahr 1906 liegt gedruckt vor; es geht daraus hervor, daß die Ansprüche an die Kasse in diesem Jahr stärker gewesen sind als je zuvor.

Zur Wahl des Kuratoriums, das aus den Herren E. Becker sen., C. Fehlert und Max Krause, alle drei in Berlin, besteht, und dessen Wahl für das Jahr 1908 dem Vorstandsrat obliegt, ist ein Schreiben des Hrn. E. Becker sen. eingegangen, in dem er mitteilt, daß er wegen seines hohen Alters Bedenken trage, das Amt von neuem zu übernehmen. Der Vorstandsrat nimmt hiervon mit lebhaftem Bedauern Kenntnis und wählt an Stelle des ausscheidenden Hrn. E. Becker sen. Hrn. Herzberg-Berlin in das Kuratorium, dessen beide andre Mitglieder wiedergewählt werden.

Hr. Cox dankt dem Berliner Bezirksverein dafür, daß er aus dem Ueberschuß der vorjährigen Hauptversammlung der Hilfskasse 10000 ℳ überwiesen hat. Er richtet an die Anwesenden das dringende Ersuchen, in ihren Bezirksvereinen dahin zu wirken, daß, um den gesteigerten Ansprüchen an die Hilfskasse gerecht werden zu können, auch die Beiträge der Bezirksvereine erhöht und daß die Mitglieder der Bezirksvereine zu reichlicherer Beisteuer aufgefordert werden möchten.

9) Pensionskasse der Beamten des Vereines. (s. Z. 1907 S. 802.)

Die Rechnung dieser Kasse für das Jahr 1906 liegt gedruckt vor; sie ist von den Rechnungsprüfern geprüft und richtig befunden worden.

Der Vereinsdirektor gedenkt des schweren Verlustes, den der Verein deutscher Ingenieure durch den Tod des Hrn. Dietrich, der ihm 10 Jahre lang treu gedient hat, erlitten hat. Mit seinem Tode tritt die Pensionskasse insofern in Wirksamkeit, als die Witwe des Verstorbenen die erste ist, die Unterstützung bezieht.

10) Verleihung der Grashof-Denkmünze.

Der Vorstand schlägt vor, in diesem Jahre die Grashof-Denkmünze an Emil Rathenau und Hermann Blohm zu verleihen. Die Inhaber der Grashof-Denkmünze sind statutgemäß wegen dieses Vorschlages befragt worden und haben bis auf einen, dessen Antwort bis jetzt noch fehlt, sämtlich diesem Vorschlage zugestimmt.

Die Versammlung ist mit dem Vorschlage des Vorstandes einverstanden.

11) Berichte des Vorstandes über im Gang befindliche Vereinsarbeiten.

a) **Technolexikon; Rechtschreibung der Fremdwörter.**

Der Vorsitzende macht Mitteilung von Schwierigkeiten, welche sich bei dem Technolexikon-Unternehmen herausgestellt haben und von solcher Bedeutung sind, daß sie den Verein deutscher Ingenieure vor die Frage stellen, ob er dieses Unternehmen aufgeben oder fortsetzen will, und richtet an die Versammlung das Ersuchen, sich damit einverstanden zu erklären, daß einige vom Vorstandsrat zu wählende Mitglieder dem Vorstand zur Seite gestellt werden, um mit ihm gemeinsam eine endgültige Erledigung der Technolexikon-Angelegenheit herbeizuführen.

Hr. Diesel empfiehlt, diesen Antrag ohne weitere Verhandlung anzunehmen, indem er zugleich seiner Freude darüber Ausdruck gibt, daß der Vorsitzende wegen der bei diesem Unternehmen entstehenden großen Schwierigkeiten sich bereit erklärt hat, ein drittes Jahr im Amt zu bleiben.

Hr. Bogatsch hat den Wunsch, daß den Bezirksvereinen Gelegenheit gegeben werden möchte, die zu wählenden Mitglieder nicht nur aus dem Vorstandsrate, sondern auch aus der Reihe der übrigen Mitglieder zu wählen.

Hr. Max Krause fürchtet, daß dadurch eine wesentliche, nach Lage der Dinge nicht wohl statthafte Verzögerung herbeigeführt werden würde; er ist der Meinung, daß der Vorstandsrat sehr wohl die geeigneten Mitglieder ausfindig machen werde.

Hr. Taaks macht namens des Vorstandes darauf aufmerksam, daß es nicht nötig sei, die zu wählenden Mitglieder aus dem Vorstandsrat zu wählen, wohl aber, daß der Vorstandsrat jetzt gleich die Mitglieder wähle.

Hr. Mehler schlägt vor, die Wahl dieser Mitglieder bis nach der Pause zu vertagen.

Hr. Herzberg würde kein Bedenken tragen, dem Vorstand allein die Vollmacht zur Erledigung der Angelegenheit zu übertragen, und empfiehlt, jedenfalls die Zahl der zu wählenden Mitglieder nicht groß zu nehmen.

Hr. Blümcke wünscht, wenn auch in vertraulicher Weise, noch nähere Auskünfte über den Stand des Unternehmens zu erhalten.

Hr. Körting unterstützt diesen Wunsch.

Im Auftrage des Vorstandes macht der Vereinsdirektor die gewünschten Mitteilungen.

Hierauf wird der Antrag des Vorstandes mit der Maßgabe, daß der Vorstandsrat 6 Mitglieder zur Verstärkung des Vorstandes wählen soll, einstimmig angenommen. Die Wahl dieser Mitglieder wird bis nach der Pause vertagt.

Die Anfrage, ob und in welchem Maße die Mitglieder des Vorstandsrates verpflichtet sein sollen, über die soeben erhaltenen Mitteilungen ihren Bezirksvereinen zu berichten, wird dahin beantwortet, daß zwar kein Grund vorliege, diese Mitteilungen geheim zu halten, daß es aber doch wohl besser sein würde, wenn der Vorstand den Bezirksvereinen einen ausführlichen Bericht über die Technolexikon-Angelegenheit erstattete, damit nicht mißverständliche Auffassungen und Mitteilungen in die Bezirksvereine gelangen möchten, wenn die Abgeordneten ihren Bezirksvereinen über diese Angelegenheiten berichten. Der Vorstand erklärt sich bereit, einen solchen Bericht zu erstatten.

Zu der Frage, ob das Unternehmen fortgesetzt werden sollte oder nicht, äußert sich Hr. Hartmann-Berlin in dem Sinne, daß es doch wohl sehr erwünscht wäre und der Würde des Vereines deutscher Ingenieure entspräche, wenn das Unternehmen nicht fallen gelassen, sondern früher oder später zu Ende geführt würde.

Hr. Taaks erwidert, daß der Vorstand bis vor noch nicht langer Zeit auf demselben Standpunkt gestanden habe, daß aber die ganz außerordentlich großen Schwierigkeiten der Durchführung es ihm zweifelhaft gemacht haben, ob das möglich sein werde. Eine Entscheidung in dieser Richtung sei noch nicht getroffen; auch dabei würden die vom Vorstandsrat gewählten Mitglieder mitzuwirken haben.

Hierauf wird dieser Gegenstand verlassen und im Anschluß daran noch die Mitteilung gemacht, daß die Rechtschreibung der Fremdwörter als ein Nebenwerk zum Technolexikon zum Abschluß gebracht ist, und daß die Herstellung und der Verlag dieses Werkes der Langenscheidtschen Buchhandlung übergeben worden sind.

11 b) Geschichte der Dampfmaschine.

Der erste Band dieses Werkes, welches Hr. Ingenieur Matschoß im Auftrage des V. d. I. bearbeitet, ist fertig und der zweite Band soweit gefördert, daß er noch im Laufe dieses Jahres erscheinen wird.

11 c) Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten.

Eine von Hrn. Herzberg-Berlin ausgearbeitete Denkschrift ist im vorigen Jahre Gegenstand der Beratung des Vorstandsrates gewesen und hat zu dem Beschluß geführt, die Denkschrift nochmals an den dafür eingesetzten Ausschuß zurückgehen zu lassen, damit er sie mit Benutzung der Aeußerungen der Bezirksvereine und der im Vorstandsrat hervorgetretenen Anschauungen umarbeite. Das ist geschehen. Die umgearbeitete Denkschrift hat den Bezirksvereinen vorgelegen und ohne wesentliche Einschränkungen und Aenderungen ihre Zustimmung erhalten. Demgemäß schlägt der Vorstand vor, zu beschließen:

»Die 48ste Hauptversammlung genehmigt die »ihr vorgelegte Denkschrift und beauftragt den »Vorstand, für ihre Verbreitung in den beteiligten »Kreisen, insbesondere auch der Reichs- und Staats»behörden, der Parlamente, der Gemeindebehörden »usw. zu sorgen.«

Hr. Bogatsch vermißt in der Denkschrift einen wichtigen Punkt: den Schutz des geistigen Eigentums des Ingenieurs. Der Fränkisch-Oberpfälzische B.-V. beantrage, der Verein deutscher Ingenieure möge untersuchen, in welcher Weise das geistige Eigentum an Ingenieurarbeiten mehr geschützt werden könne als bisher, etwa in ähnlicher Weise, wie es bei den Werken der Kunst geschieht.

Auch Hr. Schulz findet, daß in der Denkschrift der frühere Standpunkt: einen gesetzlichen Schutz gegen die mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen usw. herbeizuführen, verlassen worden sei. Er schlägt vor, die jetzt vorliegende Denkschrift zwar herauszugeben, außerdem aber die Bezirksvereine aufzufordern, Material solcher mißbräuchlichen Benutzung zu sammeln, und dann durch einen vom Vorstand einzusetzenden Ausschuß an Hand des gesammelten Materials einen Gesetzentwurf ausarbeiten zu lassen.

Der Redner bemerkt, daß es den Architekten gelungen sei, ein Gesetz zum Schutz des geistigen Eigentums zu erhalten; die meisten Bestimmungen dieses Gesetzes seien ohne weiteres auch auf die Ingenieure anwendbar; auch in Frankreich bestehe ein solches Gesetz.

Hr. Herzberg: Der Ausschuß hat sich, als die Denkschrift zum zweitenmal an ihn zurückgelangte, eingehend mit der Frage beschäftigt, ob man sie auch auf den Schutz des geistigen Eigentums ausdehnen solle. Aus Zweckmäßigkeitsgründen hat der Ausschuß sich dahin entschieden, die beiden Angelegenheiten nicht miteinander zu verquicken. In der jetzt vorliegenden Denkschrift ist die Sache vom wirtschaftlichen Standpunkt aus behandelt; der Ingenieur soll seine Arbeit nicht umsonst leisten. Aufgabe der Denkschrift soll es sein, bei denjenigen, die diese Arbeiten in Empfang nehmen, das Gewissen in dieser Richtung zu schärfen. Die Frage des geistigen Eigentums an seinen Arbeiten liegt beim Ingenieur anders als beim Architekten; die Architekten fühlen sich in erster Linie als Künstler, und durch das ihnen gewährte Gesetz wird im wesentlichen die vom Architekten geschaffene künstlerische Form geschützt. Das paßt keineswegs für den Ingenieur; bei ihm ist in höchst seltenen Fällen von künstlerischer Form die Rede; bei ihm handelt es sich hauptsächlich und fast immer um den geistigen Inhalt der Arbeit und die ihm gebührende Entschädigung. Gerade die Beschränkung auf den einen springenden Punkt hält der Redner für einen großen Vorzug der jetzt vorgelegten Denkschrift.

Hr. Ugé ist der Meinung, daß das eine das andre nicht auszuschließen braucht; es seien zahlreiche und wichtige Gründe vorhanden, neben der in der Denkschrift behandelten Frage der Honorierung von Ingenieurarbeiten auch den von den Vorrednern erörterten gesetzlichen Schutz derselben zu erstreben, und der V. d. I. sei wohl berufen, Schritte in dieser Richtung zu tun.

Auch Hr. Mehler bedauert, daß in der jetzigen Denkschrift manches fortgelassen ist, was in dem ersten Entwurf lebhaften Beifall gefunden hat.

Hr. Bogatsch ist der Meinung, daß der Schutz des geistigen Eigentums eng zusammenhängt mit der Vergütung von Angebotarbeiten; er glaubt, daß, wenn, wie bisher meist üblich, solche Angebotarbeiten nicht honoriert würden, die Empfänger doch ein gewisses Gefühl dafür haben dürften, daß sie das darin enthaltene geistige Eigentum nicht ausnutzen dürfen. Wenn aber gemäß der Denkschrift eine Vergütung für diese Arbeiten gewährt würde, dann sei anzunehmen, daß die Ausnutzung des darin enthaltenen geistigen Eigentums in Zukunft viel rücksichtsloser geschehen würde als ohne Honorar. Um dieser schädlichen Wirkung vorzubeugen, habe er den Antrag gestellt, auch Schritte zum Schutze des geistigen Eigentums ins Auge zu fassen.

Hr. Haedenkamp unterstützt diesen Antrag.

Hr. Peters macht darauf aufmerksam, daß im vorigen Jahre die Denkschrift nicht zur Annahme gelangt sei, weil ungefähr die Hälfte der Bezirksvereine darin einige zu scharfe Aeußerungen fand; es sei deshalb doch wohl bedenklich, jetzt denjenigen Folge zu leisten, die die vorliegende Denkschrift wieder verschärfen möchten. Man müsse doch wohl dem Ausschuß dafür dankbar sein, daß er, ohne den Grundgedanken der Denkschrift aufzugeben, in milderer Form das vorgebracht habe, was die Ingenieure bedrückt. Auch müsse man bedenken, für welche Empfänger die Denkschrift bestimmt sei: Staats- und Reichsbehörden, Gemeindebehörden usw., die alle gegen Tadel sehr empfindlich seien. Die in den gewiß sehr dankenswerten Anregungen der Herren Bogatsch, Haedenkamp und Schulz behandelten Fragen seien noch nicht so weit zur Reife gebracht, daß es sich empfehlen würde, sie mit der vorliegenden Denkschrift zu verquicken.

Hr. Backhaus unterstützt diesen Vorschlag; die Frage des Schutzes des geistigen Eigentums gesetzlich zu regeln, würde noch viele Jahre erfordern. Die Denkschrift sei für manchen etwas flau, etwas farblos ausgefallen; aber aus den schon erwähnten Gründen sei es notwendig gewesen, darauf zu verzichten, Fälle aus der Wirklichkeit zum Beweis vorzubringen. Die jetzige Denkschrift sei als eine Vorbereitung zu weiteren Schritten zu betrachten, für die es nützlich sein würde, wenn in der Zeitschrift des Vereines Beispiele mißbräuchlicher Verwendung von Ingenieurarbeiten recht häufig zur Sprache gebracht würden. Auf diese Weise würde es möglich sein, die Wirkung der jetzigen Denkschrift auf das Publikum zu verstärken.

Hr. Peters warnt davor, in dieser Richtung die Hoffnungen sehr hoch zu spannen. Die Erfahrung habe gelehrt, daß kein Zivilingenieur, kein Industrieller bereit sei, mit Nennung seines Namens Fälle solchen Mißbrauches in die Oeffentlichkeit zu bringen. Dem V. d. I. sei es vor 12 Jahren nicht gelungen, derartiges Beweismaterial zu erhalten, trotz Zusicherung strengster Verschwiegenheit; noch viel weniger werde nun solches Material zu erlangen sein, wenn es in der Zeitschrift veröffentlicht werden sollte.

Hierauf wird einstimmig beschlossen, der Hauptversammlung die Annahme der Denkschrift und deren Verbreitung in den beteiligten Kreisen, insbesondere auch der Reichs- und Staatsbehörden, der Parlamente, der Gemeindebehörden usw. zu empfehlen.

Die Anregungen der Herren Bogatsch, Haedenkamp und Schulz sollen dem bestehenden Ausschuß zu weiterer Behandlung übergeben werden.

11 d) Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Die Aussprüche über Hochschul- und Unterrichtsfragen, welche, von einem Ausschuß aufgestellt, im vorigen Jahre dem Vorstandsrat und der Hauptversammlung vorgelegen haben, sind sämtlich genehmigt worden, mit Ausnahme des letzten Ausspruches, welcher von der Ausbildung von Lehrern der technischen Mittelschulen handelt. Der Vorstand wurde ermächtigt, in nochmaliger Beratung, zu der Vertreter



der technischen Mittelschulen zugezogen werden sollten, die Aussprüche als solche des V. d. I. hinauszugeben. Die nochmalige Beratung ist erfolgt, und die Aussprüche[1]) sind in weitestem Umfang an Reichs- und Staatsbehörden, an Universitäten, an technische Hochschulen, an die Schulkollegien der deutschen Staaten usw. hinausgesandt worden. Zahlreiche Aeußerungen dazu sind bereits eingegangen; jedoch ist der Vorstand der Meinung, daß zunächst noch die weitere Wirkung der veröffentlichten Aussprüche abzuwarten sei, bevor weitere Schritte unternommen werden.

In diesen Fragen hat der V. d. I. stets innige Fühlung mit der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte gehalten, die sich die Förderung des mathematischen und naturwissenschaftlichen Unterrichtes an den höheren Schulen zur Aufgabe gestellt und für die Bearbeitung dieser Fragen einen Ausschuß eingesetzt hat, dem zuerst der Kurator des V. d. I., Hr. v. Borries, nach dessen Tode der Vereinsdirektor als Mitglied angehört hat. Die Arbeiten dieses Ausschusses werden mit der diesjährigen Versammlung der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte vorläufig ihren Abschluß finden; jedoch ist von der genannten Gesellschaft beantragt worden, aus Vertretern naturwissenschaftlicher und ärztlicher Vereine einen gemeinsamen Ausschuß zur dauernden Behandlung dieser Unterrichtsfragen einzusetzen. Der Vorstand des V. d. I. hat sich bereit erklärt, Vertreter in diesen Ausschuß zu entsenden, und hat als solche den Kurator Hrn. Taaks und den Vereinsdirektor Hrn. Peters bestimmt.

Auf Antrag des Vorstandes beschließt der Vorstandsrat, in dieser Angelegenheit der Hauptversammlung folgenden Beschluß zu empfehlen:

»Die 48 ste Hauptversammlung nimmt Kenntnis von den Schritten, welche der Vorstand getan hat, um die in Ausführung des vorjährigen Beschlusses festgestellten Beschlüsse des V. d. I. zur Kenntnis der Reichs- und Staatsbehörden, der Universitäten und technischen Hochschulen, von Schulverwaltungen, von Vereinen und Einzelpersonen zu bringen; sie ist damit einverstanden, daß einerseits der Vorstand die weiteren Schritte tut, um die Vorschläge und Wünsche des V. d. I. zu verwirklichen, anderseits daß gemäß einem Vorschlag der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte der V. d. I. Vertreter in einen gemeinsamen Ausschuß von technischen und naturwissenschaftlichen Vereinen entsendet, dem die Aufgabe gestellt wird, dahin zu wirken, daß der mathematische und naturwissenschaftliche Unterricht an den höheren Schulen verbessert und vermehrt werde.«

Hr. Nallinger: »Anknüpfend an Ausspruch 3 möchte ich hier folgendes vorbringen.

Ausspruch 3 lautet:

»Die technischen Hochschulen sollen mit den Vorlesungen auf die Verschiedenheit der Vorbildung der eintretenden Abiturienten Rücksicht nehmen, so daß die in mathematischer, naturwissenschaftlicher und zeichnerischer Hinsicht besser vorgebildeten Schüler ihr Studienziel in entsprechend kürzerer Zeit zu erreichen imstande sind.«

M. H.! Die württembergische Unterrichtsverwaltung ist nach einer Vereinbarung mit den Unterrichtsverwaltungen der deutschen Staaten, welche technische Hochschulen besitzen, im Begriff, eine Bestimmung über das Prüfungswesen an der Technischen Hochschule Stuttgart zu treffen, welche diesem Ausspruch geradeswegs widerspricht, und zwar besagen unsre Vorschriften über die Diplomprüfung und die Staatsprüfung im Maschineningenieurwesen zu Stuttgart folgendes: Erstens, daß der Maschineningenieur Kenntnis im Englischen besitzen muß, derart, daß diejenigen Abiturienten, welche bei der Reifeprüfung im Englischen nicht geprüft worden sind, bei der Zulassung zur Vorprüfung ein Ergänzungszeugnis im Englischen beizubringen haben, und zweitens besagen die Vorschriften u. a. bisher, daß bei der mathematisch-naturwissenschaftlichen Vorprüfung, welche den Zweck hat, die zu der eigentlichen Fachschulbildung erforderlichen mathematischen und naturwissenschaftlichen Kenntnisse sowie die genügende Fertigkeit im Zeichnen nachzuweisen, dieser Nachweis nur noch insoweit verlangt wird, als er nicht bereits bei der Reifeprüfung geliefert worden ist.

Es ist nun nach unsrer Kenntnis beabsichtigt, erstens die Forderung des Nachweises der Kenntnis im Englischen fallen zu lassen, und zweitens ist beabsichtigt, bei der Vorprüfung die Bestimmung aufzuheben, daß diejenigen nicht mehr geprüft werden sollen, welche in den mathematischen Fächern genügende Zeugnisse aufzuweisen haben. Es würden also die Absolventen der württembergischen Oberrealschulen und der Realgymnasien weiter geprüft werden in Trigonometrie, analytischer Geometrie, Differential- und Integralrechnung usw., auch wenn sie bei der Reifeprüfung genügende Kenntnisse nachgewiesen haben.

M. H.! Wir erblicken in der Aenderung der bisher bestehenden Vorschriften über das Prüfungswesen eine Maßregel, welche einen bedauerlichen Rückschritt bedeutet und einer Schädigung der Leistungsfähigkeit unsrer heranwachsenden Jugend, einer Schädigung der Leistungsfähigkeit unsrer Maschineningenieure und damit einer Schädigung der deutschen Industrie gleichkommt.

Wir haben für die Behandlung der Frage im Württembergischen B.-V. eine Kommission eingesetzt, der auch ich angehöre und in deren Namen ich jetzt spreche, und sind bei der württembergischen Regierung dahin vorstellig geworden, daß diese Aenderung der Prüfungsvorschriften nicht Platz greifen solle. Wir haben Auskunft erhalten, daß die Aenderungen auf Grund der sogenannten Oberhofer Beschlüsse der Verbündeten Regierungen durchgeführt werden sollen. M. H., diese Oberhofer Beschlüsse sind im Jahr 1902, soviel wir in Erfahrung gebracht haben, gefaßt worden und sollen nun heute, nach 4 Jahren, Geltung erhalten. Da wir überhaupt ein Interesse daran haben, daß derartige Bestimmungen nicht Platz greifen, weil sie ja unsern Aussprüchen widersprechen, so bitte ich Sie, zu erwägen, ob nicht seitens des Vorstandes Schritte getan werden sollen, damit keine Beschlüsse gefaßt werden — d. h. im Prüfungswesen —, welche die Leistungsfähigkeit unsrer akademischen Jugend herabsetzen und die Interessen der Industrie schädigen.«

Hr. Herzberg findet es unbillig und für die Realschulen höchst nachteilig, wenn den jungen Leuten, nachdem sie auf gewissen Gebieten durch das Abiturientenexamen ihre Kenntnisse nachgewiesen haben, später nochmals eine Prüfung auf denselben Gebieten auferlegt wird. Im vorliegenden Falle werde damit der Vorteil, den die Realschulen für die Vorbereitung auf die technische Hochschule gewähren, verwischt. Es sei nicht mehr wie recht und billig, daß die technischen Hochschulen bei ihren Prüfungen Rücksicht nehmen auf die Vorbildung, welche die jungen Leute im Abiturientenexamen nachgewiesen haben. Der Redner spricht sich überhaupt gegen die vielen Prüfungen an unsern Schulen aus, welche es bewirken, daß bei uns die jungen Leute viel später ins Leben hinaustreten als in andern Ländern.

Hr. Stein empfiehlt, den Antrag des Württembergischen Bezirksvereines kräftig zu unterstützen; denn es handle sich hier wieder um einen Versuch der Gymnasialfreunde, die Realschulen zurückzudrängen. Der Redner legt ebenso großen Wert auf die neusprachliche Ausbildung wie auf die mathematisch-naturwissenschaftliche, schon allein deswegen, weil es für eine gesunde Entwicklung des deutschen Maschinenbaues von größter Bedeutung sei, daß viele unserer jungen Ingenieure ins Ausland gehen, und daß es auch denjenigen, die zu Hause bleiben, möglich ist, sich durch Studium von ausländischen Fachschriften über die technischen Fortschritte des Auslandes auf dem laufenden zu erhalten.

Hr. Klein bezweifelt, daß der jetzt von Hrn. Nallinger vorgeschlagene Weg Erfolg haben werde. Die Oberhofer Beschlüsse, von denen Hr. Nallinger gesprochen habe, seien gefaßt worden, um die gegenseitige gleichmäßige Anerkennung der technischen Hochschulen untereinander durchzuführen. Hierbei könne eine einzelne technische Hochschule keine Ausnahmestellung einnehmen. Die Maschinenbau-Abteilungen der technischen Hochschulen sollten untereinander Beratungen pflegen und einheitliche Bestimmungen aufstellen, welche dann

[1]) s. Z. 1907 S. 299.

den einzelnen Regierungen zur Genehmigung vorzulegen seien.

Hr. Schöttler: »Einen Teil von dem, was ich Ihnen sagen wollte, hat mein Herr Vorredner schon ausgeführt. Soviel ich von der ganzen Sache verstanden habe, besteht in vielen Kreisen die Befürchtung, daß die Gleichberechtigung, welche heutzutage die Gymnasien, die Realgymnasien und die Oberrealschulen haben, nun wieder von unsrer Seite gefährdet werden sollte, indem wir, nachdem wir durchgesetzt haben, daß die Oberrealschul-Abiturienten das Universitätstudium wie jeder andre betreiben können, nun wieder besondre Bedingungen aufstellen und die Gymnasiasten auf unsern technischen Hochschulen schlechter stellen wollen.

Soviel ich von unsern Aussprüchen verstanden habe, ist das gar nicht der Fall. Ich glaube, wir stehen doch auf dem Standpunkt, daß wir weiter nichts wollen, als das, was heute von den Universitäten auch gemacht wird, wo von den Oberrealschul-Abiturienten, obwohl ihnen volles Studienrecht zugestanden wird, doch wieder gefordert wird, daß sie gewisse Kenntnisse, die sie auf der Schule nicht erworben haben, in einem späteren Stadium nachweisen. Es sind dafür von den Universitäten besondere Einrichtungen getroffen, um den Oberrealschul-Abiturienten zu ermöglichen, in Latein und Griechisch z. B. ihre bis dahin noch nicht nachgewiesenen Kenntnisse zu vervollständigen.

Ich glaube, wir und auch der Herr Antragsteller stehen auf dem Standpunkt, daß wir gar nichts andres wollen, als was die Universitäten gemacht haben; auch wir wollen, daß die Gymnasiasten, wenn sie die technische Hochschule besuchen, die Kenntnisse, die sie bisher noch nicht besessen haben, nachweisen. Auf diesen Standpunkt, glaube ich, müssen wir uns stellen, und einen andern dürfen wir nicht einnehmen. Unser Bestreben muß sein, zu erreichen, daß die Oberrealschul-Abiturienten in einer kürzeren Zeit ihr Studium erledigen können als die Gymnasiasten. Das kann man aber nicht ohne eine Verletzung der Gegenseitigkeit und Gleichmäßigkeit durchführen, wenn man es in bestimmte Zahlen kleidet. Es wird sich das aber ganz von selber machen, wenn wir uns auf den Standpunkt stellen, daß wir Professoren auf den Hochschulen nicht mehr wie bisher den Gymnasial-Abiturienten als normalen Ausgangspunkt für unsern Unterricht nehmen, sondern den Abiturienten der Oberrealschule. Dann macht sich ja die Sache ganz von selbst, dann werden diejenigen Gymnasial-Abiturienten, die zur technischen Hochschule kommen, einsehen, daß sie erst noch mancherlei in ihren Kenntnissen ergänzen müssen, ehe sie in den wirklichen Studiengang eintreten können. Das wird sich, glaube ich, ganz von selber machen, besonders wenn die Hochschulen diesem Bedürfnis entgegenkommen und für die Gymnasiasten Einrichtungen treffen, die denen der Universitäten entsprechen. Ich halte deshalb den württembergischen Antrag, wie er hier vorliegt, für ganz unbedenklich, sofern wir nur den Standpunkt wahren und das ganz besonders betonen, daß durch unsre Wünsche die Gleichberechtigung der drei Gruppen der Abiturienten nicht zugunsten der Oberrealschul-Abiturienten verschoben werden soll, sondern daß von uns nur beabsichtigt wird, dasselbe zu tun, was die Universitäten bereits getan haben.«

Hr. Becker würde es sehr bedauern, wenn eine fortschrittliche Einrichtung, die in einem deutschen Bundesstaat schon jahrelang besteht und sich vorzüglich bewährt hat, aufgehoben werden sollte aus dem einzigen Grunde, um Gleichheit in allen deutschen Bundesstaaten herbeizuführen. Der Redner empfiehlt, Hrn. Herzberg zuzustimmen, nicht allein, um lästige und schädliche Prüfungseinrichtungen zu vermeiden, sondern auch, um zu bewirken, daß der Fortschritt, der schon an einer Stelle besteht, auch an andern technischen Hochschulen erlangt wird.

Hr. Taaks macht darauf aufmerksam, daß es sich jetzt nicht darum handle, die Aussprüche des V. d. I. über Hochschul- und Unterrichtsfragen zu beraten; denn diese Aussprüche seien bereits in alle Welt hinausgegangen. Zu dem Antrage des Württembergischen Bezirksvereines sollte der V. d. I. gemäß Ausspruch 3 die allgemeine Stellung nehmen, daß er die mitgeteilten Absichten der Württembergischen Behörde nicht billige, weil sie den Anschauungen und Bedürfnissen des Ingenieurstandes nicht entsprechen; auf Einzelheiten sollte nicht von neuem eingegangen werden.

Hr. Hartmann-Berlin teilt mit, daß der Vorbehalt, den die Universitäten gegenüber den Oberrealschülern anzuwenden berechtigt sind, ganz außerordentlich milde geübt wird. Die Professoren überlassen es im wesentlichen jedem einzelnen Studenten, sich mit seinen Vorkenntnissen abzufinden. Der Redner empfiehlt, die Sache auch in gleicher Weise seitens der Ingenieure zu behandeln und demgemäß den Wünschen des Württembergischen Bezirksvereines nicht Folge zu geben.

Hr. Herzberg verzichtet nach den Ausführungen des Hrn. Taaks auf eine Aenderung des Ausspruches 3; aber er wünscht, diesen Ausspruch dahin erläutert zu sehen, daß die mathematischen und naturwissenschaftlichen Kenntnisse, die jemand auf der Mittelschule erworben und bei der Abschlußprüfung nachgewiesen hat, ihm als bereits wirklich nachgewiesen angerechnet und nicht noch einmal verlangt werden.

Hr. Peters warnt davor, nachdem die Aussprüche des V. d. I. veröffentlicht worden sind, zu diesen viel umstrittenen Fragen schon gleich von neuem wieder Stellung zu nehmen. Er empfiehlt, die Anregung des Württembergischen Bezirksvereines dem Ausschuß zu übergeben, der, wie schon berichtet, zur weiteren Behandlung der Hochschul- und Unterrichtsfragen von einer Reihe großer wissenschaftlicher Vereine gebildet wird.

Hr. Nallinger erklärt, daß es ihm genügen würde, wenn in diesem Sinne die Angelegenheit weiter verfolgt würde.

Hierauf beschließt die Versammlung, der Hauptversammlung den oben wörtlich angeführten Antrag des Vorstandes zur Annahme zu empfehlen, und ersucht den Vorstand, die zu diesen Fragen gegebenen weiteren Anregungen dem zu bildenden Ausschuß zu überweisen.

11e) Fortbildungskurse für Ingenieure der Praxis und Lehrer technischer Mittelschulen.

Hr. Peters: »Der Antrag des Kölner Bezirksvereines, solche Fortbildungskurse einzurichten, ist vom Vorstand mit Freuden begrüßt worden. Der Vorstand hat sich, um zu erfahren, ob und wieweit die Sache ausführbar ist, mit den technischen Hochschulen in Verbindung gesetzt und hat dann, nachdem von allen technischen Hochschulen grundsätzlich die Bereitwilligkeit zu solchen Kursen zu erkennen gegeben worden ist, eine Versammlung von Mitgliedern des Vorstandes und Vertretern der technischen Hochschulen einberufen. In dieser Versammlung sind die verschiedenen Gesichtspunkte erörtert worden, die hierbei in Betracht kommen, und es sind bestimmte Forderungen festgestellt worden, welche für die Weiterbehandlung der Sache maßgebend sein sollen. Der Bericht hierüber ist den Bezirksvereinen vorgelegt worden. Leider ist mit den Vorbereitungen so viel Zeit vergangen, daß die Vorlage den Bezirksvereinen erst am 25. Mai gemacht werden konnte. Das hat zur Folge gehabt, daß nur ein kleiner Teil der Bezirksvereine sich bisher hat äußern können, und deshalb dürfte es sich wohl empfehlen, den Gegenstand heute nicht zum Abschluß zu bringen, sondern ihn bis zum nächsten Jahre zu vertagen.«

Die Versammlung beschließt demgemäß.

11f) Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Hr. Peters: »Die langjährigen Bemühungen — an denen auch unser Verein regen Anteil genommen hat —, für die Anlage und den Bau von Dampfkesseln sichere Normen zu schaffen — bisher waren sie bekannt unter dem Namen Hamburger und Würzburger Normen —, und die vielfachen Verhandlungen mit den Staatsregierungen haben dazu geführt, daß das Preußische Ministerium für Handel und Gewerbe den Vorschlag gemacht hat, es möchte sich aus den beteiligten Kreisen der Wissenschaft und der Industrie eine Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission bilden, der die Aufgabe obliegen sollte, die bisher als Hamburger und Würzburger Normen bezeichneten Vorschriften einheitlich für ganz Deutschland weiter zu entwickeln, als Anlagen zu den in

Aussicht genommenen neuen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

Die erste Gelegenheit zur Bildung dieser Kommission hat das Reichsamt des Innern durch die Einladung von Sachverständigen aus den verschiedenen Kreisen der Industrie und Wissenschaft zu einer Beratung am 10. Dezember 1906 geboten. Bei Beginn dieser Verhandlungen wurde von vornherein von der Reichsregierung zugestanden, daß die anwesenden Sachverständigen, die sie eingeladen hatte, sich als den Anfang der Normenkommission betrachten dürften.

In diesem Sinne sind die Verhandlungen geführt worden. Es sind daraus die jetzt als Anlage I und II zu den neuen polizeilichen Bestimmungen für Dampfkessel der Genehmigung des Bundesrates unterliegenden Vorschriften an Stelle der früheren Hamburger und Würzburger Normen hervorgegangen.

Der Verein deutscher Ingenieure wurde am Schlusse der Versammlung vom 10. Dezember 1906 von der Reichsregierung ersucht, die weiteren geschäftlichen Angelegenheiten zu führen, und so hat denn am 16. März d. J. eine weitere Versammlung stattgefunden, in der die Statuten der deutschen Normenkommission und die Teilnehmerliste beraten und angenommen worden sind.

Während es mit den Statuten glatt ging, hat die Teilnehmerliste zu Schwierigkeiten geführt, weil insbesondere die Vertreter des Eisen- und Stahlgewerbes sich in dieser Teilnehmerliste nicht stark genug vertreten erachteten. Auch ist noch nachträglich, nach der Versammlung vom 16. März d. J., von seiten der Flußschiffahrtreedereien Widerspruch gegen die Art und Weise, wie die Teilnehmerliste zustande gekommen ist, erhoben worden, so daß diese Liste demnächst noch einmal Gegenstand der Verhandlung der Normenkommission sein wird. Nach den Satzungen ist in Aussicht genommen, daß die Kommission im Oktober jeden Jahres zusammentritt. Gegenwärtig ist der Bescheid von seiten des Reichskanzlers zu erwarten, dem das Statut und die Teilnehmerliste eingereicht worden sind. Wenn auf Grund dieses Bescheides die deutsche Normenkommission vom Bundesrat anerkannt worden ist, wird sich die Kommission innerhalb der ordnungsmäßigen Generalversammlung über die Teilnehmerliste und die dazu erhobenen Widersprüche zu verständigen haben.«

Ein Beschluß wird hierzu nicht gefaßt.

11 g) Beiblatt zur Zeitschrift für die Behandlung volkswirtschaftlicher und sozialer Fragen.

Der den Bezirksvereinen mit Rundschreiben vom 26. Januar 1907 zugegangene Antrag des Vorstandes lautet:

»Der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure soll monatlich eine Beilage in der Stärke von 2 Bogen beigegeben werden, in der vornehmlich

1) volkswirtschaftlich-technische Fragen und Organisation der Betriebe
2) sozial-technische Fragen
3) kolonial-technische Fragen
4) Rechtsfragen, Patentsachen usw.
5) Schulfragen, Standesfragen
6) Beiträge zur Geschichte der Technik
7) Technik und Kultur, Beziehungen zur Kunst
8) Besprechungen von literarischen Erscheinungen auf den vorstehend genannten Gebieten

behandelt werden, alles mit der Beschränkung, daß die behandelten Fragen vorwiegend wirtschaftlicher Natur sind.

Diese Beilage soll den Mitgliedern des Vereines deutscher Ingenieure mit der Zeitschrift kostenfrei geliefert werden, nicht aber den sonstigen Abnehmern.«

Die Kosten dieser Beilage werden sich auf jährlich rd. 30 000 ℳ belaufen.

Hr. **Scheit** teilt mit, daß der Dresdener und einige andre Bezirksvereine Bedenken haben wegen der Mehrbelastung des Haushaltplanes durch die neue Zeitschrift, und glauben, daß diese Mehrbelastung vermieden werden könnte, wenn die Aufsätze über wirtschaftliche Fragen ebenso wie Fachberichte über technische Gebiete in die Zeitschrift des V. d. I. aufgenommen, ein besonderes Blatt also nicht begründet würde. Der jetzige Inhalt der Zeitschrift brauchte darunter nicht zu leiden; es sei manches darin enthalten, was ohne Schaden gekürzt werden könnte.

Namens des Pommerschen Bezirksvereines unterstützt Hr. **Weyland** diesen Vorschlag.

Hr. **Taaks** empfiehlt, diesen Vorschlag abzulehnen, denn es sei gerade von besonderm Wert, daß die Vereinszeitschrift durch das neue Unternehmen, dessen Tragweite und Entwicklungsfähigkeit noch niemand übersehen könne, nicht berührt werde.

Hr. **Hartman**-Berlin: »M. H.! Ich bin leider nicht in der Lage, dem Wunsche des Hrn. Taaks ohne weiteres nachzukommen. Ich sympathisiere vielmehr mit den Ausführungen der beiden Herren Vorredner. Es ist ja richtig, daß es sich hier um ein neues Unternehmen handelt, aber es ist nicht richtig, daß es völlig neu ist, daß wir nun zum erstenmal auch wirtschaftliche Fragen behandeln, sondern wir haben sie lange Jahre behandelt. Das wird Ihnen unsre Redaktion beweisen und unser Vereinsdirektor, der ein langes Verzeichnis der Fragen aufgestellt hat, die schon erörtert worden sind. Es ist also tatsächlich nichts Neues. Ich würde es also nicht für berechtigt halten, wenn man mit einer neuen, der Zeitschrift angehefteten Beilage etwas auf den Markt werfen wollte, was zweifelhafter Natur ist. Mir ist es viel sympathischer, innerhalb des Rahmens der Zeitschrift die Sache einmal etwas weiter auszubauen. Der Gedanke, den Hr. Taaks angeregt hat, man könnte, wenn die Sache nicht geht, sie nachher fallen lassen, ist mir gar nicht sympathisch. Das sieht nach einem mißglückten Versuch aus. Geht man aber auf dem Wege vor, daß man innerhalb des bisherigen Rahmens die Sache ausbildet, dann kann man nötigenfalls später die Sache einschränken. Der andre Weg hat auch Bedenken materieller Natur. Auch bei den Artikeln, die bis jetzt in der Zeitschrift erschienen sind, sind nicht immer die materiellen Fragen herausgeschält, weil sich tatsächlich gewisse wirtschaftliche Dinge, z. B. Lohnfragen, nicht in dieser Weise trennen lassen. Wo sollen die hin? Gehören sie zum technischen Betriebe oder sind es wirtschaftliche Sachen? Wir bringen vielfach wirtschaftliche Mitteilungen ganz kurzer Art. Wo sollen die untergebracht werden?

Dann fürchte ich aber auch, daß eine gewisse Entwertung des Anhanges eintreten wird, wenn er als Heft für sich mit getrennter Seitenzahl, für einzelne Herren vielleicht als notwendiges Uebel, beigegeben wird. Das entspricht, glaube ich, nicht den Wünschen der Allgemeinheit, und wenn es uns gelungen ist, nach langem Widerstande den wirtschaftlichen Fragen unsre Zeitschrift zu öffnen, dann müssen wir uns auch dazu entschließen, sie in den Rahmen der Zeitschrift aufzunehmen. Diejenigen, die für die Sache eingetreten sind, wollen das auch noch mit der Zeitschrift zusammen haben.

Es würde unzweifelhaft auch Schwierigkeiten haben, wie der Antrag hier vom Vorstande gestellt ist, immer für zwei Bogen das Material zusammenzufinden. Derartiges Material wird zeitweise in reichem Umfange zufließen, dann wird vielleicht einmal eine Ebbe eintreten. Es wird für die Redaktion keine Annehmlichkeit sein, zu sorgen, daß diese Hefte regelmäßig ordentlich gefüllt sind.

Dann hat die Sache auch ein weiteres Bedenken. Wenn wir die Sachen nur im Anhang bringen, der alle 14 Tage oder allmonatlich erscheint, werden sie oft nicht mehr neu genug sein.

Ferner ist mir auch die Anregung, die von Dresden gekommen ist, sympathisch, daß man zunächst versuchen sollte, ohne Aufwendung von 30 000 ℳ die Sache einzuführen und durchzuführen. Vielleicht kommen wir auch mit einer schwächeren Verstärkung der Zeitschrift aus. Wir von Berlin haben vorgeschlagen, die regelmäßige Nummer solle bloß um einen halben Bogen verstärkt werden, und das Material, wie es jetzt schon gruppiert ist, solle alle 8 Tage allen Mitgliedern zugänglich gemacht werden. Wir haben ja andre technische Zeitschriften; ich erinnere nur an »Stahl und Eisen«; da werden derartige wirtschaftliche Fragen ohne Schädigung der technischen Fragen behandelt. Ich möchte deshalb auch für die Anregung sein, die vom Dresdener Bezirksverein aus-

gegangen ist und im wesentlichen auch dem entspricht, was der Berliner Bezirksverein vorgeschlagen hat.«

Hr. Peters spricht sich in demselben Sinne wie Hr. Taaks für den Antrag des Vorstandes aus, also gegen die Verschmelzung des wirtschaftlichen Blattes mit der Vereinszeitschrift. Er hat aus Unterhaltungen mit hervorragenden Vertretern der Volkswirtschaft folgende Auffassung entnommen. Wenn die wirtschaftlichen Aufsätze in die Zeitschrift hineingenommen werden, dann bleiben sie in ihrer Wirkung ein für allemal beschränkt auf den Kreis der Vereinsmitglieder und der Zeitschriftabonnenten. Den weiten Kreisen andrer Berufstände, insbesondere denen, die sich mit wirtschaftlichen und sozialen Fragen von Berufes wegen beschäftigen, werden sie unbekannt bleiben, weil diese Leute die technisch-wissenschaftliche Zeitschrift des V. d. I. nicht lesen. Das Interesse hervorragender Vertreter der Volkswirtschaft und der sozialen Fragen und deren sehr erwünschte Mitarbeit kann also nur auf die Weise erlangt werden, daß der V. d. I. für diese Sachen ein besonderes Blatt herausgibt, welches dem großen Publikum zu mäßigem Preise zugänglich gemacht wird.

Hr. Pützer macht darauf aufmerksam, daß zwar die Mehrheit der Bezirksvereine dem Antrage des Vorstandes zugestimmt habe; diese Zustimmung bedeute aber nicht, daß der V. d. I. sich uneingeschränkt mit wirtschaftlichen und sozialen Fragen beschäftigen wolle, sondern lediglich die Schaffung eines besondern Blattes für diese Fragen.

Hr. v. Bach: »Der Dresdener Antrag hat zur Voraussetzung, daß es überhaupt möglich ist, den Inhalt der Zeitschrift ungefähr in dem Maße zusammenzudrängen, wie erforderlich ist, um die wirtschaftlichen Abhandlungen im Umfange von 12 × 2 Bogen, das sind 24 Bogen, noch unterzubringen. Ich bitte Sie, sich einmal in die Lage des Redakteurs zu versetzen, der diese Auswahl und Einschränkung durch Briefwechsel mit den Verfassern, die Gegenstände des Ingenieurwesens behandeln, vornehmen soll. Das ist kaum durchzuführen. Ich verstehe vollständig, daß man eine Anzahl Aufsätze in der Zeitschrift findet, von denen die einen diesem und die andern jenem nicht wertvoll erscheinen usw. Glauben Sie mir, ich lese auch nicht alles durch. (Heiterkeit.) Das ist ja nicht möglich. Aber Sie dürfen nicht etwa Darlegungen, Zahlen usw., die für den erforderlich sind, der die behandelte Angelegenheit weiter verfolgen will, deshalb für unnötig erklären, weil sie für Ihre eigenen Bedürfnisse nicht nötig sind. Die ausführlichen Zahlenwerte z. B. von Versuchen bilden das Tatsachenmaterial, das erforderlich ist, wenn Sie den Gegenstand weiter verfolgen wollen. Die Verfasser geben sich jedenfalls zu einem Teile heute schon Mühe, es bei Veröffentlichungen so einzurichten, daß die Zahlenwerte möglichst in die Forschungshefte kommen, die zum Zwecke vollständiger Veröffentlichungen vom V. d. I. herausgegeben werden. Das wird später noch mehr der Fall sein, als jetzt. Aber was wollen Sie tun, wenn der betreffende Autor, der einen Aufsatz geschrieben hat, sagt: Ich muß unbedingt bitten, daß diese Zahlen, diese neuen Tatsachen, aufgenommen werden. Was soll der Redakteur in solchem Falle machen? Er wird sich wohl fügen müssen. Ich glaube also, daß die Voraussetzung, von der der Dresdener Bezirksverein ausgegangen ist, sich nicht oder nur ungenügend erfüllen wird.

Dann aber mache ich nach dem Vorschlage des Vorstandes auf die Sicherheit aufmerksam, die denjenigen geboten wird, die die Erweiterung des wirtschaftlichen Inhaltes der Zeitschrift anstreben. Wenn jetzt jeden Monat zwei Bogen gegeben werden, so erreichen Sie unbedingt, daß Sie 24 Bogen wirtschaftliche Aufsätze im Jahr bekommen, während, wenn nur ein gewisser wirtschaftlicher Inhalt in die Vereinszeitschrift hineingearbeitet werden soll, Sie sehr viel weniger wirtschaftliche Aufsätze bekommen werden.

Dann möchte ich dem, was Hr. Peters gesagt hat, hinzufügen: Es kann einem Maschineningenieur nicht zugemutet werden, seine wissenschaftlichen Abhandlungen, deren Eindringen in die Fachkreise gewünscht wird, in einer nationalökonomischen Zeitschrift zu veröffentlichen; da würden sie nicht gelesen werden; ebenso müssen Sie, wenn Sie darauf rechnen wollen, daß wirklich bedeutende Nationalökonomen uns ihre Federn zur Verfügung stellen, so verfahren, wie es Ihnen der Vorstand vorgeschlagen hat. Wie sich die Sache später nach 4 bis 5 Jahren entwickelt haben wird, können wir vollständig dahingestellt sein lassen.«

Hr. Haedenkamp teilt mit, daß der Ruhr-B.-V. bei Beurteilung des Antrages die Kostenfrage noch nicht übersehen konnte, und daß, wenn diese Kosten 30 000 ℳ betragen, sich sein Bezirksverein auf den Dresdener Standpunkt stellen würde.

Hr. Diesel legt den größten Wert darauf, daß das neue Unternehmen grundsätzlich beschlossen wird; in welcher Form, sei zunächst nicht von entscheidender Bedeutung. Er glaubt, daß die Ausführung nach dem Antrage des Vorstandes für den Verein vorteilhafter sein werde als nach dem Antrage des Dresdener Bezirksvereines. Die Hauptsache sei aber, dem Ingenieur mehr Einfluß in allen öffentlichen wirtschaftlichen Fragen zu verschaffen. Dazu sei ein besonderes Beiblatt nötig, um die Aufmerksamkeit der ganzen Welt auf diese Bestrebungen zu lenken, die, wenn mit der Zeitschrift verschmolzen, gegenüber den technischen Aufsätzen verschwinden würden. Gerade die Trennung der beiden Gebiete: des technisch-wissenschaftlichen und des wirtschaftlichen, sei von Bedeutung.

Hr. Becker hegt keine Besorgnisse wegen der Mehrausgabe von 30 000 ℳ, denn es würden dieser Ausgabe mehr und mehr wachsende Einnahmen aus dem vermehrten Absatz der Zeitschrift gegenüberstehen.

Hr. Dietrich möchte die ganze Angelegenheit auf ein Jahr vertagt sehen, einerseits, weil viele Bezirksvereine sich schon ohnedies mit wirtschaftlichen Fragen zu beschäftigen angefangen haben, anderseits, weil schwerwiegende Dinge wie das Technolexikon erst erledigt sein sollten.

Hr. Blecher ist gegen eine solche Vertagung, weil die Frage der Behandlung wirtschaftlicher Angelegenheiten nun allmählich eine brennende für den V. d. I. geworden sei. Wenn freilich der Vorstand erklärte, daß er Bedenken getragen haben würde, die Ausgabe von 30 000 ℳ zu beantragen, wenn er zu jener Zeit die Schwierigkeiten aus dem Technolexikon schon gekannt hätte, so könnte das ein Grund für die Vertagung sein.

Hr. Scheit wendet sich gegen das Bedenken, daß es schwer sein würde, für wirtschaftliche Fragen ansehnliche Mitarbeiter zu erlangen, wenn diese Aufsätze in die Zeitschrift des V. d. I. aufgenommen würden; er verweist auf andre Zeitschriften, z. B. »Stahl und Eisen«, wo diese Wirkungen nicht eingetreten seien.

Die Einnahmen aus dem Verkauf an Nichtmitglieder schätzt er zu gering, um deshalb ein besonderes Blatt zu begründen. In einem besondern Blatt, welches nur monatlich erschiene, würden die wirtschaftlichen Angelegenheiten in der Regel verspätet erscheinen und dadurch entwertet werden; besser würde es sein, sie wöchentlich in der Zeitschrift zu veröffentlichen. Aus allen diesen Gründen sei es am besten, dem Vorschlage des Dresdener Bezirksvereines zu folgen.

Hr. Körting glaubt, daß das neue Blatt als selbständiges Blatt, auf das man unabhängig von der Vereinszeitschrift abonnieren könne, ganz bedeutende Einnahmen haben werde, wenn man auch Anzeigen damit verbände.

Hr. Peters macht darauf aufmerksam, daß die Bezeichnung »Beiblatt« eigentlich nicht recht am Platze sei; sie habe gewählt werden müssen aus Gründen des Postversandes, weil es nur mit dieser Bezeichnung möglich sei, das wirtschaftliche Blatt der Zeitschrift beizulegen und mit ihr fast kostenfrei zu versenden.

Bei der hierauf folgenden Abstimmung erklärt sich die große Mehrheit der Anwesenden für den Antrag des Vorstandes; der Antrag des Dresdener Bezirksvereines ist damit erledigt.

11h) Neue Auflage des Werkes von Haier: Dampfkesselfeuerungen.

Wie der Vereinsdirektor mitteilt, ist die Lieferung des Manuskriptes für September d. J. zugesagt.

(Schluß folgt.)

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 37. **Sonnabend, den 14. September 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform.

Prüfungsergebnisse. Elastische und bleibende Formänderungen.

Von Prof. **R. Stribeck,** Direktor der Zentralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen in Neubabelsberg.

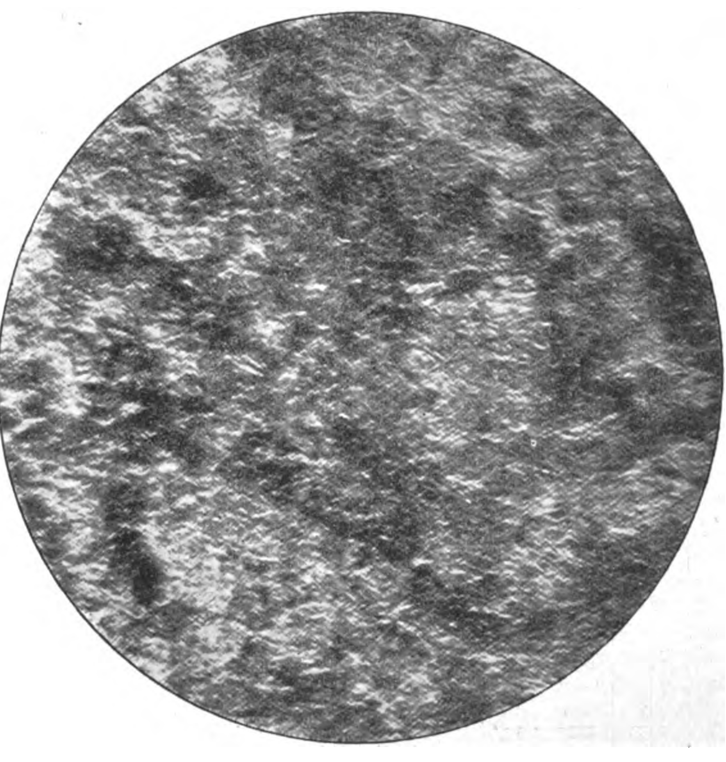
Die mechanischen Eigenschaften gehärteten Stahles und Verfahren zu seiner Prüfung sind wenig bekannt, und in Schriftwerken sind nur dürftige Angaben darüber zu finden. Und doch sind sie zur richtigen Führung und Ueberwachung der Härtung, zur Beurteilung des Stahles und infolgedessen zur Herstellung und Auswahl der geeignetsten Stahlsorten für die verschiedenen Verwendungszwecke sowie zur Ermittlung der zweckmäßigsten Art ihrer Behandlung unentbehrlich.

Die Verwendung gehärteten Stahles ist heute in der Form nicht nur von Werkzeugen, sondern auch von Maschinenteilen von großem Belang. Ich erwähne die Kugellager; ihnen ist durch Berücksichtigung der Kugelform in der vorliegenden Arbeit besonders Rechnung getragen worden. In dieser Hinsicht schließt sie sich an meinen früheren Bericht über Kugellager für beliebige Belastungen[1]) und an die Mitteilungen von Dr. Schwinning über die Prüfung von Stahlkugeln[2]) an. Allerdings handelt der Abschnitt III, der sich auf die Kugelform bezieht, nicht nur von der Prüfung der Kugeln, sondern auch von den Grundlagen der Druckhärteprüfung gehärteten Stahles im allgemeinen.

Die Proben sollten aus vollhartem, sogenanntem glashartem Stahl bestehen und insbesondere folgenden Anforderungen entsprechen:

Fig. 1.

Kleingefüge des gehärteten Chromstahls, 800fache Vergrößerung.



1) Sie sollten nahezu gleichmäßig durchgehärtet sein, also insbesondere keinen weicheren Kern besitzen.

Diese Forderung läßt sich mit Kohlenstoffstahl nur für Proben von sehr kleinem Querschnitt erfüllen. Es ist deshalb zumeist ein Chromstahl verwendet worden, der sich auch noch in größeren Querschnitten fast gleichmäßig durchhärten läßt. Die Ergebnisse gelten aber zugleich für Kohlenstoffstahl, insoweit er wirklich vollhart ist, weil die mechanischen Eigenschaften dieser Stahlsorten im vollharten Zustande gleich sind. Deshalb konnte ich auch die Ergebnisse der zuvor erwähnten älteren Untersuchungen zum Vergleich heranziehen, obwohl sie mit Kohlenstoffstahl erlangt worden sind. Die Zusammendrückungen gleicher Kugeln und von Kugeln und ebenen Platten, welche damals gemessen wurden, sind dadurch, daß die Proben nicht gleichmäßig durchgehärtet waren, nicht beeinflußt, weil bei den mäßigen Belastungen dieser Versuche der weniger harte Kern nur unerheblichen Anteil daran hat. Zu den reinen Druckversuchen eignen sich allerdings nur durchgehärtete Proben. Deshalb ist dafür nur die vorliegende Arbeit maßgebend.

2) Sie sollten möglichst frei von Spannungen sein.

Zu berücksichtigen war dabei, daß die inneren Spannungen von der Art der Härtung und von der Gestalt der Proben abhängen, und auch, daß durch nachträgliche Bearbeitung Spannungen entstehen. Als deren Ausfluß sind zum Beispiel die Schleifrisse anzusehen. Insoweit nicht gerade der Einfluß des Schleifens studiert werden sollte, sind die Proben

[1]) Z. 1901 S. 73 u. f.

[2]) Schwinning: Versuche über die zulässige Belastung von Kugeln und Kugellagern, Z. 1901 S. 332.

nach dem Härten im allgemeinen nicht geschliffen worden. Nur die Stirnflächen der zu den Druckversuchen verwendeten Zylinderchen sind in vorsichtigster Weise nachgearbeitet worden. Ferner hat man sich überzeugt, daß beim Härten die Außenschicht der Proben nicht entkohlt oder in andrer Weise unerwünscht verändert worden ist. Im übrigen suchte man der zweiten Forderung durch günstigste Härtung, welche den Proben Vollhärte und die größte zugleich erreichbare Zähigkeit verleiht, gerecht zu werden. Dabei sind die durch jahrelange Arbeiten gewonnenen wissenschaftlichen und praktischen Erfahrungen der Zentralstelle über das Härten verwertet worden.

Soweit es angezeigt erschien, sind die Proben durch Beifügung von Druckhärteziffern gekennzeichnet worden. Für Kugeln sind sie in der Weise bestimmt worden, daß zwei gleich harte und gleich große Kugeln mit $500 d^2$ kg (d = Kugeldurchmesser in cm) gegeneinander gedrückt wurden. Als Härteziffer dient die mittlere Pressung der Berührungsfläche in kg auf 1 qmm. Bei Proben mit ebenen Endflächen ist unter Härte diejenige mittlere Pressung zu verstehen, die sich beim Eindrücken einer Normalkugel (Härte rd. 650) vom Durchmesser d mit der Belastung $4 \cdot 500 d^2 = 2000 d^2$ kg für die Berührungsfläche ergibt. Die Gründe für die Wahl dieser Belastungen ergeben sich aus dem Bericht. Zur weiteren Kennzeichnung ist in Fig. 1 das Kleingefüge des gehärteten Chromstahles in 800facher Größe abgebildet.

Für alle Versuche mit gehärtetem Stahl, bei denen Bruch herbeigeführt wird oder unbeabsichtigt eintreten kann, sind Schutzmaßregeln gegen abfliegende Bruchstücke und feinste Splitter zu treffen.

I. Druckversuche.

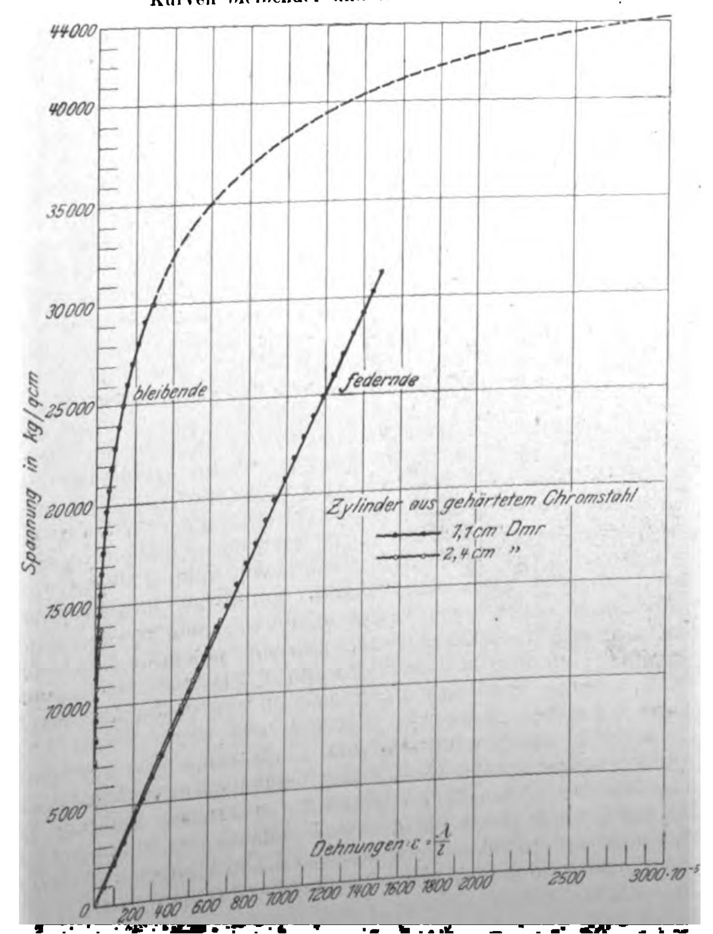
A) Federnde und bleibende Zusammendrückungen.

1) Vollgehärteter Zylinder aus Chromstahl von 1,106 cm Dmr. und 3,547 cm Höhe.

Die Belastungen wurden mit der Amslerschen 60 t-Presse ausgeübt und gemessen. Die Dehnungen wurden für 1,0 cm

Fig. 2

Kurven bleibender und federnder Dehnungen.



Meßlänge in 1000facher Vergrößerung mit Spiegelapparat gemessen. Die Ablesungen mit Spiegelapparat sind berichtigt worden. Die Temperatur betrug 20 bis 24° C.

Die Belastung wurde zwischen null und einem größten Wert, der stufenweise erhöht wurde, sobald die Dehnung nicht mehr fortschritt, gewechselt. Bei 30 t Gesamtbelastung, entsprechend einer Spannung von 31228 kg/qcm, mußte der Versuch abgebrochen werden, weil die obere Druckplatte brach und infolgedessen die Probe stark beschädigt wurde.

Es ergab sich

für die Gesamtbelastung P in t,
» » federnde Dehnung ε_e,
» » bleibende » ε_b

wie folgt.

P_{Tonnen}	$\varepsilon_e\, 10^5$	$\varepsilon_b\, 10^5$
1	51	0
2	105	0
3	156	0
4	204	0
5	253	0
6	302	0
7	351	0
8	398	1
9	447	3
10	494	5
11	541	7
12	590	10
13	636	13
14	686	17
15	738	22
16	786	28
17	837	34
18	892	50
19	942	57
20	993	68
21	1043	80
22	1092	95
23	1143	112
24	1191	136
25	1246	155
26	1297	183
27	1347	212
28	1398	249
29	1449	304
30	1500	320

Der Koeffizient der federnden Dehnung ist hiernach für das ganze Belastungsgebiet, also auch über der Elastizitätsgrenze, nahezu unveränderlich, und zwar ist

die verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm = 0,000477
(Elastizitätsmodul E = 2096000).

Der Eintritt bleibender Dehnung erfolgt zwar unverkennbar bei weniger als 10000 kg/qcm, aber so zögernd, daß man von einer deutlich ausgeprägten Elastizitätsgrenze nicht reden kann. Auch bei weiterer Steigerung der Spannung wächst die bleibende Zusammendrückung nur langsam derart, daß sie

bei 16000 kg/qcm erst 0,00025 der Meßlänge
und 0,035 der federnden Dehnung und
bei 23000 kg/qcm erst 0,001 der Meßlänge
und 0,091 der federnden Dehnung

beträgt.

Immerhin treten bei weiterer Zunahme der Spannung bleibende Formänderungen von solchem Betrag auf, daß sie bei den auf die Berührung von Kugeln bezüglichen Aufgaben berücksichtigt werden müssen.

In Fig. 2 ist die Kurve der bleibenden Dehnungen gestrichelt bis zu einem der Spannung 44100 kg/qcm entsprechenden Punkt weitergeführt. Dieser Punkt ergab sich bei einem der unter B) behandelten Versuche mit einem Zylinder von 1,202 cm Dmr. und 1,2 cm Höhe. Er wurde mit 50 t, entsprechend 44100 kg/qcm, belastet und sowohl unmittelbar nach der Entlastung als auch 24 Stunden später gemessen. Es ergab sich keine Nachwirkung und als Verkürzung des Zylinders 0,037 cm, entsprechend einer verhältnis-

mäßigen Verkürzung von 0,031[1]). Unter der allerdings nicht geprüften Annahme, daß sich bis zu dieser Spannung hin das Verhältnis zwischen Spannung und Federung nicht ändert, ergibt sich letztere zu 0,021, also nur etwa $^2/_3$ so groß wie die bleibende Zusammendrückung.

2) Für zwei ausgeglühte Zylinder von 1,2 cm Dmr. und 3,6 cm Höhe, die mit den Proben 1 derselben Stange entnommen worden sind, hat sich je ergeben:

die verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm = 0,000453
($E = 2\,206\,000$).

Proportionalitätsgrenze, zugleich Elastizitätsgrenze = 4400 kg/qcm,

Fließgrenze = 4400 kg/qcm für die eine und 5000 kg/qcm für die andre Probe.

Im vollgehärteten Zustand ist also die Dehnungszahl um $\frac{477 - 453}{453} \cdot 100 = 5{,}3$ vH größer als im ausgeglühten Zustande.

3) Gehärteter Zylinder aus Chromstahl von 2,4 cm Dmr. und 6,4 cm Höhe.

Meßlänge: 4,0 cm.

Uebersetzung für die Dehnungsmessung: 500fach.

Es ergab sich:

die verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm = 0,000472
($E = 2\,120\,000$).

Die Beobachtungen bezüglich der bleibenden Zusammendrückung stimmen bis zu 11000 kg/qcm mit denen für den 1,1 cm starken Zylinder 1 überein, Fig. 2. Oberhalb dieser Spannung nimmt die bleibende Dehnung beim dicken Zylinder etwas schneller zu als beim dünnen Zylinder, was darauf hinweist, daß der Zylinder von 2,4 cm Dmr. nicht gleichmäßig durchgehärtet ist. Die Härtebestimmung ergibt für den Mittelquerschnitt und

für das mittlere Drittel des Durchmessers durchschnittlich . 639,
» die beiden äußeren Drittel des Durchmessers durchschnittlich . . . . 653.

Der Unterschied zwischen den Dehnungskoeffizienten der verschieden dicken Zylinder liegt im gleichen Sinn wie die Härteunterschiede.

4) Für zwei ausgeglühte Zylinder aus derselben Stange und von gleichen Abmessungen wie 3) wurde je ermittelt:

verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm = 0,000439
($E = 2\,227\,000$),

Proportionalitätsgrenze und zugleich
Elastizitätsgrenze . . . . . . 3800 und 4000 kg/qcm,
Fließgrenze . . . . 4200 » 4000 » .

Der Dehnungskoeffizient ist hiernach für den gehärteten Stahl um $\frac{472 - 439}{439} \cdot 100 = 7{,}5$ vH größer gemessen worden als für den ungehärteten.

5) Vier gehärtete Zylinder von rd. 0,8 cm Dmr. und 2,0 cm Höhe, die den Rollen des gehärteten Lagers von Moßberg & Granville entnommen sind, über dessen Prüfung in dieser Zeitschrift 1902 S. 1468 berichtet worden ist. Sie bestehen aus Kohlenstoffstahl von der Zusammensetzung:

Kohlenstoff	1,36 vH
Silizium	0,54 »
Mangan	0,32 »
Kupfer	0,03 »
Nickel	0,05 »
Schwefel	0,016 »
Phosphor	0,023 »

Bei der geringen Dicke der Zylinder kann die Abnahme der Härte nach der Achse hin nur gering sein, und es war nicht anzunehmen, daß sie sich beim Druckversuch bemerkbar machen werde. Die Rollen dieses Lagers sind bereits unter sehr hoher Belastung gelaufen.

Die Proben a und b sind nach dem Herausarbeiten aus einer Rolle unverändert geprüft worden.

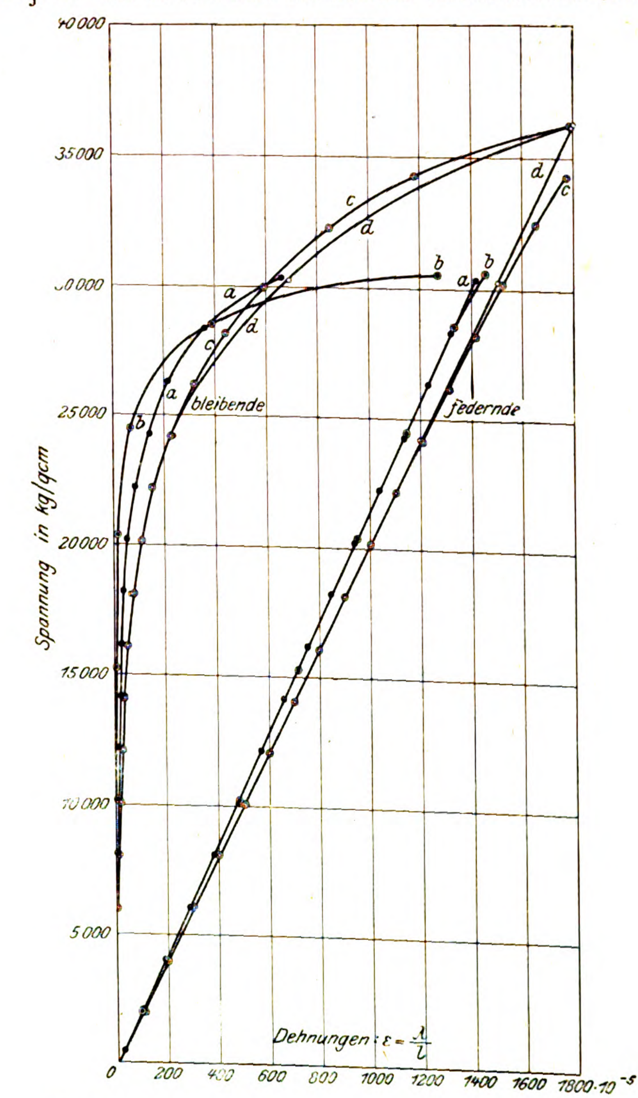
[1]) Nicht berücksichtigt ist dabei, daß sich die Stauchung nicht gleichmäßig über die Länge des Zylinders verteilt.

Die Proben c und d sind ausgeglüht und von neuem gehärtet worden.

Die Meßlänge betrug 1,0 cm.

	a	b	c	d
verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm	0,000466	0,000466	0,000496	0,000496
Elastizitätsmodul E für kg/qcm	2147000	2147000	2017000	2017000
Proportionalitätsgrenze der federnden Dehnungen .	≧ 30280		24200	≧ 36300
größte Spannung	30280		36300	36300

Fig. 3. Kurven bleibender und federnder Zusammendrückungen.



Die Kurven der bleibenden Zusammendrückungen, Fig. 3, für die Proben c und d weichen nicht nennenswert voneinander ab; bis herauf zu 25000 kg/qcm fallen sie sogar zusammen. Weniger gut stimmen hinsichtlich der bleibenden Formänderung die Proben a und b unter sich überein. Gemeinsam ist aber beiden, daß die bleibenden Formänderungen von der Elastizitätsgrenze an zunächst viel langsamer anwachsen als bei den Proben c und d. Bei 26000 kg/qcm ist die Neigung aller Kurven, also die Aenderung der bleibenden Dehnung, für alle Proben angenähert gleich groß. Bei höheren Spannungen nimmt nun die Stauchung von a und b rascher zu als von c und d, und schon in der Nähe von 30000 kg/qcm kreuzen sich die Kurven. Bei nur wenig höheren Spannungen wächst die bleibende Formänderung der Proben a und b fast wie bei der Fließgrenze, während bei c und d selbst unter der größten Belastung von 36300 kg/qcm Fließen noch nicht auftritt, sondern die bleibenden und federnden Dehnungen nur einander gleich geworden sind.

Aus diesem Unterschied geht hervor, daß beim Härten der Rolle, woraus die Proben a und b geschnitten worden sind, keine so große Härte erzielt wurde wie beim zweiten Härten der Proben c und d. Durch die starke Belastung im Lager ($k = 320$) sind jedoch die Rollen nach außen hin beträchtlich härter geworden. In dem Verlauf der Stauchungen von a und b kommt also außer der Härtung durch Erhitzen und Abschrecken auch noch eine mechanische Härtung, die nach der zylindrischen Oberfläche der Proben hin zunimmt, zum Ausdruck. Die Kurven für a und b geben daher keine reines Bild für gehärteten Stahl. Die Proben a und b sind keineswegs vollhart gehärtet, und selbst die Proben c und d sind nicht ganz vollhart, denn Vollhärte ist bei einem Stahl von der Zusammensetzung dieses Rollenstahles nicht geringer als die Vollhärte der Chromstahlprobe 1, deren bleibende Dehnungen in Fig. 2 dargestellt sind.

Die Federung der doppelt gehärteten Proben c und d ist um $\frac{496-466}{466} \cdot 100 = 6,4$ vH größer als die Federung der einfach gehärteten Proben a und b. Die Uebereinstimmung der Dehnungskoeffizienten von a und b einerseits und von c und d anderseits spricht dafür, daß dieser Unterschied nicht etwa auf Meßfehlern beruht. Man wird nun aber nicht ohne weiteres die verschiedene Anzahl der Härtungen als Ursache der verschiedenen Federungen ansehen dürfen, weil die erste Härtung, über welche mir Angaben nicht vorliegen, bei weitem keine Vollhärtung war, während die zweite Härtung einer solchen mindestens sehr nahe kam. Berücksichtigt man die übrigen Erfahrungen, insbesondere auch die Ergebnisse der älteren Druckversuche (Z. 1901 S. 77), so wird man geneigt sein, den Unterschied der Dehnungszahlen auf die Verschiedenheit der ersten und zweiten Härtung zurückzuführen.

6) Mit zwei ausgeglühten Zylindern aus einer Rolle des gehärteten Lagers von Moßberg & Granville (vergl. 5) ergab sich die verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm = 0,000467 ($E = 2140000$).

Im nahezu vollgehärteten Zustand ist also der Dehnungskoeffizient dieses Stahles um $\frac{496-467}{467} \cdot 100 = 6,2$ vH größer als im ausgeglühten Zustand.

Für die weniger harten Proben 5) a und b dagegen hat sich der Dehnungskoeffizient ebenso groß wie für den ausgeglühten Stahl ergeben, was mit den in Z. 1901 S. 77 erwähnten Druckversuchen übereinstimmt.

Zusammenstellung der Dehnungszahlen.

Nr.	Material	Durchmesser der Proben cm	verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm gehärtet	verhältnismäßige Federung für 1 t/qcm ungehärtet	Verhältnis der Dehnungszahlen von gehärteten und ungehärteten Proben
1 und 2	Chromstahl	1,1	0,000477	0,000453	1,053
3 » 4	»	2,4	0,000472	0,000439	1,075
5 » 6	Kohlenstoffstahl	0,8	0,000496	0,000467	1,062

B) Druckfestigkeit.

Die Versuchskörper wurden zwischen gerade geführten Stempeln nach Fig. 4 zerdrückt. Die Stempel müssen gut durchgehärtet und mindestens so hart wie die Proben sein. Dadurch läßt sich allerdings nicht vermeiden, daß sie bei der erstmaligen Verwendung eingedrückt werden, was den Versuch erheblich beeinträchtigen kann. Es empfiehlt sich deshalb, das Ergebnis der ersten Prüfung nicht ohne weiteres als einwandfrei zu betrachten. Nach jedem Versuch mußten die Druckflächen, nach dem ersten außerdem die zylindrischen Führungsflächen der Stempel nachgearbeitet werden.

Beim gelungenen Versuch bricht die Probe unter starkem Knall in lauter kleine Splitter. Wölben sich ihre Druckflächen, so reißen sie schon bei geringerer Belastung ein.

Bei den meisten Versuchen befand sich zwischen den Stirnflächen der Probe und der Stempel je ein 0,05 mm dickes Messingplättchen, das 0,4 mm weite Löcher, die mit Oel ausgefüllt wurden, in größerer Anzahl hatte. Zu den Versuchen wurde die 100 t-Amsler-Presse benutzt.

1) Gehärtete Zylinder aus Chromstahl von 1,2 cm Dmr. und rd. 1,2 cm Höhe mit sauber geschliffenen ebenen Endflächen.

a) Zwischen geölten Messingplättchen von 0,05 mm Dicke zerdrückt.

Erstes Härtungsverfahren (Härte 640).

Nr. 1 . . . . $\sigma_B = 45700$ kg/qcm
» 2 . . . . 45100 »
» 3 . . . . 46300 »
» 4 . . . . 45000 »
» 5 . . . . 45600 »

Mittel 45540 kg/qcm

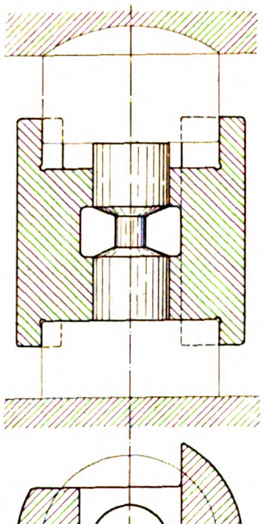
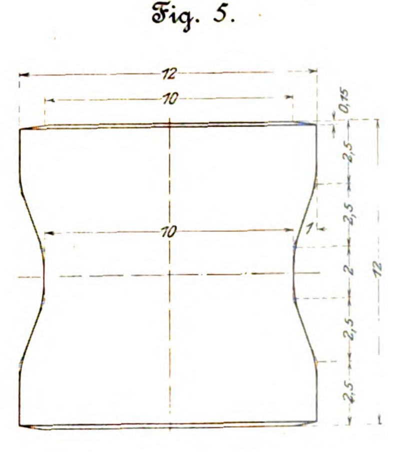


Fig. 4. Stempel und Führung für die Druckfestigkeitsversuche.

Nr. 6. Nach 50 t Belastung, entsprechend 44000 kg/qcm Spannung, wurde entlastet. Die Druckflächen und die Ränder der Probe weisen nach der Entlastung Rißchen auf, die durch Aetzen deutlich sichtbar gemacht werden.

Fig. 5.



Mittlere bleibende Zusammendrückung . . . 0,59 mm
bleibende Zunahme des Durchmessers:
im Mittelquerschnitt . . . . 0,36 »
der Endflächen . . . . 0,28 »

Zweites Härtungsverfahren (Härte 650).

Nr. 7 . . . . $\sigma_B = 49000$ kg/qcm
» 8 . . . . 46500 »
» 9 . . . . 47500 »

Mittel 47700 kg/qcm

b) Ohne Messingbeilagen.

Erstes Härtungsverfahren (Härte 640).
Druckflächen geölt.

Nr. 1 . . . . $\sigma_B = 43000$ kg/qcm

Zweites Härtungsverfahren (Härte 650).
Druckflächen nicht geölt.

Nr. 2 . . . . $\sigma_B = 43000$ kg/qcm
» 3 . . . . 42500 »

Mittel 42750 kg/qcm

Nr 4. Druckflächen geölt. Nach 50 t Belastung, entsprechend 44100 kg/qcm, wurde entlastet. Die Druckflächen der Zylinder weisen nach dem Entlasten Rißchen auf, die nicht bis an die Ränder reichen.

Mittlere bleibende Zusammendrückung . . . . 0,37 mm
Wölbung nach der Entlastung: Pfeilhöhe . . . . 0,05 »
bleibende Zunahme des Durchmessers:
im Mittelquerschnitt . . . . 0,25 »
der Endflächen . . . . 0,19 »

Die Belastung wurde stetig, und zwar bis 40 t um 1 t in 12 sk und bei den höheren Belastungen um 1 t in 20 sk, gesteigert.

Die Proben der ersten Härtung hatten nicht ganz die gewünschte Härte. Es kommen deshalb vorzugsweise die Ergebnisse der zweiten Härtung in Betracht.

Durch die Messingbeilagen sollte erreicht werden, daß sich die Querdehnung in der Nähe der Druckflächen freier ausbildet. Da sie jedoch die Druckfestigkeit nicht vermindert, sondern erhöht haben, konnte fraglich sein, ob sie ihren Zweck erfüllt haben. Daß die entgegengesetzte Wirkung, nämlich starke Hemmung der Querdehnung, die Widerstandsfähigkeit hebt, bedarf für gehärteten Stahl keines besondern Beweises; wissen wir doch, daß beim Drücken gehärteter Stahlkugeln Pressungen von der doppelten Größe der angegebenen Bruchspannungen auftreten können. Ich glaube, daß die Messingbleche die Querdehnung nicht erschwert, aber auch nicht erheblich erleichtert haben. Sie beeinflußten die Widerstandsfähigkeit, indem sie die Verteilung des Druckes über die Endflächen der Stahlzylinder veränderten. In gleichem Sinne, wenn auch in geringerem Maße, wirkte das Oel zwischen den Druckflächen, denn es steigerte bei der Prüfung ohne Messingbeilagen die Bruchlast. Die Druckfläche der Stempel blieb nämlich bei den Versuchen nicht eben, sondern wurde, wenn auch nur ganz schwach, eingebeult. Die Messingplättchen dagegen wurden nach dem Umfang hin dünner gequetscht, wobei Material über den Rand der Druckfläche hinweg abfloß. So glichen sie die Einbeulung der Druckstempel teilweise wieder aus und beeinflußten die Druckverteilung günstig.

Zur weiteren Prüfung dieser Einflüsse habe ich einige Druckversuche mit gehärteten Stahlkörpern von solcher Form angestellt, daß sich diese Einflüsse mit Sicherheit und in verstärktem Maße geltend machen müssen.

2) In der Mitte eingeschnürte Umdrehungskörper nach Fig. 5, deren Druckflächen gleich dem Querschnitt des zylindrischen Mittelteiles sind.

Die Unbestimmtheit der Endflächenbelastung kann hierbei die Bruchlast nicht beeinflussen. Dafür wirken die Wulste, und zwar in höherem Maße im Sinn der Endflächenreibung, indem sie die Querdehnung nach den Enden der Proben hin mehr und mehr beeinträchtigen, und im Sinn der Einbeulung der Druckstempel, indem die Normalspannungen für die Querschnitte des Mittelteiles von der Achse nach dem Umfang hin zunehmen müssen.

Es sind je drei Körper von der Härte 650 ohne und mit Messingbeilagen von 0,05 mm Dicke zerdrückt worden. Die Belastung wurde bis 20 t um je 1 t in 12 sk und weiterhin um je 1 t in 20 sk gesteigert. Es ergab sich:

a) mit Messingbeilagen		b) ohne Messingbeilagen	
Nr. 1	39800 kg/qcm	Nr. 1	38900 kg/qcm
» 2	41200 »	» 2	41600 »
» 3	41200 »	» 3	42000 »
Mittel	40700 kg/qcm	Mittel	40800 kg/qcm

Gesamtmittel 40800 kg/qcm.

Wie erwartet, ist die Bruchlast dieser Körper unabhängig von den Messingbeilagen und noch um rd. 5 vH kleiner als die der zylindrischen Körper, welche ohne Messingbeilagen und ungeölt geprüft worden sind. Es haben demnach sogar die Wulste die Querdehnung des Mittelteiles nur unerheblich beeinflußt; wohl aber haben sie bewirkt, daß die Normalspannungen von der Achse nach dem Umfang hin zunehmen.

Die Rolle der Wulste ergibt sich auch deutlich aus dem Verlauf des Bruches. Bei der Probe b) Nr. 3 trennten sich die Wulste in Längsstreifen vom zylindrischen Kern ab. Bei allen andern Körpern fand eine weitgehende Zersplitterung statt. Die Abtrennung der Wulste wird durch Schubspannungen verursacht, die in der Trennungsfläche auftreten. Sie erreichen die Bruchgrenze bei etwa derselben Belastung, welche auch die Zersplitterung des Mittelteiles bewirkt.

3) Ich erwähne noch einen Versuch, bei dem im Gegensatz zu den vorstehenden Fällen 1 und 2 die Pressung der Druckfläche und auch die Normalspannung von der Druckachse nach außen hin abnahm.

Gehärtete Stahlkugel vom Durchmesser $d = {}^5/_8$" engl. $= 1,59$ cm zwischen gehärteten Stempeln mit hohlkugeligen Druckflächen vom Durchmesser $1,1\,d = 1,75$ cm.

Unbelastet berührten sich Stempel und Kugel nur in der Druckachse. Unter Belastung breitete sich die Berührungsfläche über die ganze Kalotte, deren Rand 1,15 cm im Durchmesser hatte, aus. Deshalb war auch unter der größten Belastung die Pressung in der Mitte der Druckfläche größer als an den Rändern der Kalotte. Außer der dieser Pressungsverteilung an und für sich eigenen Querhemmung wirken hierbei noch andre Querhemmungen, herrührend von der Wölbung der Druckflächen und des freien Teiles der Oberfläche der Probe.

Druckfläche und Querschnitt zur Berechnung der mittleren spezifischen Belastung ist die dem Kalottenrand entsprechende Kreisfläche von 1,0324 qcm.

Nr. 1. Die erste Kugel wurde mit 50 t entsprechend 48400 kg/qcm belastet, entlastet und ausgemessen, sodann geätzt und nach Sprüngen abgesucht. Sie war frei von Rissen. Der Durchmesser war in Richtung der Druckachse um 0,02 cm kleiner und senkrecht dazu um 0,01 cm größer geworden.

Nr. 2. Die Kugel brach nach stetigem Belasten unter 48 t, entsprechend 46500 kg/qcm, in kleine Splitter.

Nr. 3. Bei stetigem Belasten brach unter 49,6 t ein Druckstempel. Die Kugel blieb unversehrt. Die entsprechende mittlere Pressung ist 48000 kg/qcm.

Da die Wahrnehmungen zu Nr. 2 keinerlei Anhalt dafür bieten, daß sich beim Versuch störende Einflüsse geltend gemacht hätten oder daß die Probe viel schlechter als die beiden andern Kugeln gewesen wäre, so glaube ich, daß die Belastungen der Kugeln Nr. 1 und 3 den Bruchlasten recht nahe stehen. Ich schätze sie auf wenig über 50000 kg/qcm.

Für die zylindrischen Proben des Falles 1a, welche zwischen Messingplättchen zerdrückt worden sind, hat sich als größte Bruchspannung 49000 kg/qcm ergeben. Für den Fall gleichmäßiger Verteilung der Spannung über den Querschnitt, der etwas günstiger als der Fall 1a, aber ungünstiger als der Fall 3 ist, wird demnach die Druckfestigkeit rd. 50000 kg/qcm betragen.

Man darf also erwarten, daß der Fall 1a: zylindrische Proben mit Messingbeilagen, und der Fall 3: Kugel zwischen Stempeln mit hohlkugeligen Druckflächen vom Durchmesser $1,1\,d$, für vollharten Stahl Druckfestigkeiten ergeben, die der wahren Druckfestigkeit nahe kommen.

II. Biegeversuche.

A) Federnde und bleibende Biegung.

Gehärteter Stahl ist selten reiner Zugbelastung ausgesetzt, wohl aber häufig auf Biegung in Anspruch genommen. Es erschien deshalb nützlicher, die Biegungsfestigkeit, als die Zugfestigkeit zu bestimmen. Die Zugfestigkeit vollharten Stahles durch den Zugversuch einwandfrei zu ermitteln, halte ich überdies für wenig aussichtsvoll. Ich habe deshalb keine solchen Versuche angestellt und glaubte darauf auch verzichten zu können, weil Biegungsfestigkeit und Zugfestigkeit nur wenig verschieden sein können, indem bei der Biegung bis zum Eintritt des Bruches die federnden Dehnungen den Spannungen fast genau proportional und die bleibenden Dehnungen gegenüber den federnden wenig erheblich sind.

Die biegende Kraft P wirkt bei meiner Einrichtung, Fig. 6, parallel zur Stabachse. Infolgedessen ergeben sich für den zwischen den Köpfen befindlichen Stabteil weder Schubkräfte noch von Auflagerreibung herrührende Spannungen. Der Abstand a der Kraft von der Stabachse ist mit 50 mm so groß bemessen, daß die Durchbiegung des Stabes den Arm der Kraft nicht erheblich vergrößert.

Für diese Anordnung ergibt das Biegungsmoment Pa eine größte Biegungsspannung

$$\sigma = \frac{Pa}{\frac{\pi}{32} d^3}$$

und die Durchbiegung für die Meßlänge s:

$$f = \frac{1}{\varrho} \frac{s^2}{8},$$

und da der Krümmungshalbmesser

$$\varrho = \frac{E \frac{d}{2}}{\sigma},$$

so ist der Elastizitätsmodul

$$E = \frac{\sigma s^2}{f d 4}.$$

Die größte Zugspannung ist

$$\sigma_z = \sigma - \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}.$$

Fig. 7. Biegeversuch.

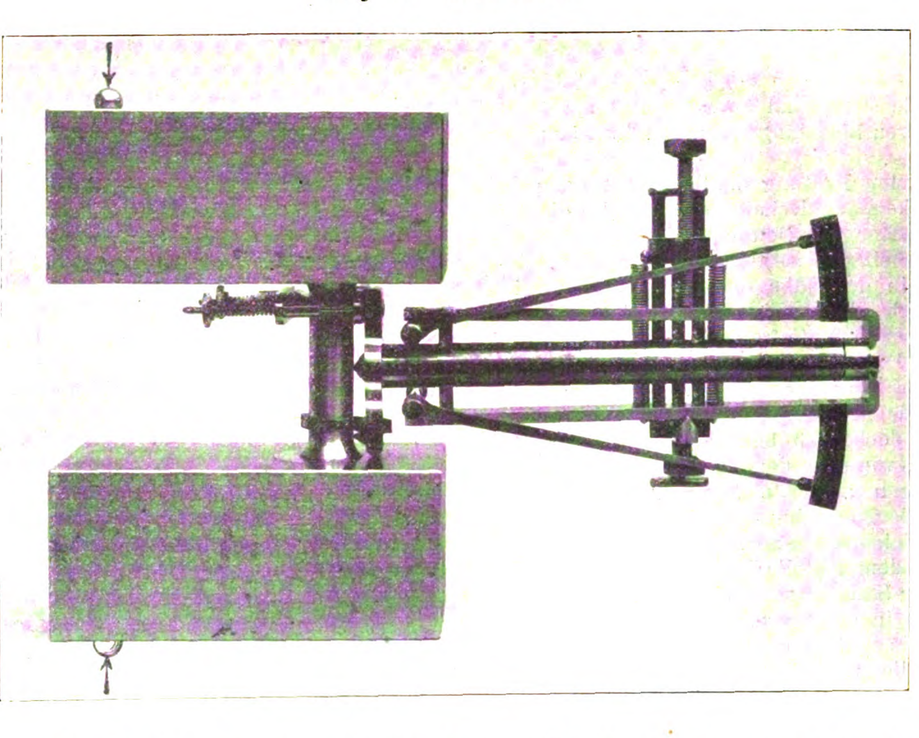
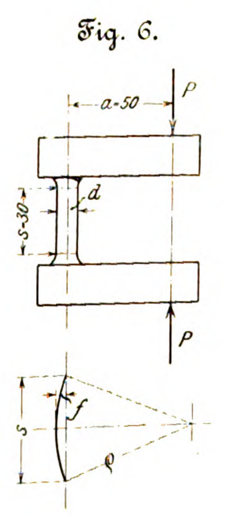


Fig. 6.



Die Durchbiegung f wurde mit der Vorrichtung Fig. 7 gemessen, die auf das 15fache übersetzt.

Die Meßlänge s betrug rd. 3 cm.

Die Durchmesser d der Proben waren 1,2, 1,0 und 0,8 cm.

Die Durchbiegungen wurden für 7 Proben Chromstahl bestimmt. Dabei wurde die Spannung in einem Fall bis 18000 kg/qcm, in allen andern Fällen aber auf über 20000 kg/qcm stufenweise gesteigert. Mit 2 Proben wurden die Durchbiegungen wider Willen bis zum Eintritt des Bruches bestimmt.

Alle Versuche haben übereinstimmend ergeben, daß die federnden Durchbiegungen zwischen null und der höchsten Versuchsspannung den Belastungen proportional sind. Für den Dehnungskoeffizienten und den Elastizitätsmodul haben sich die nachstehenden Werte ergeben:

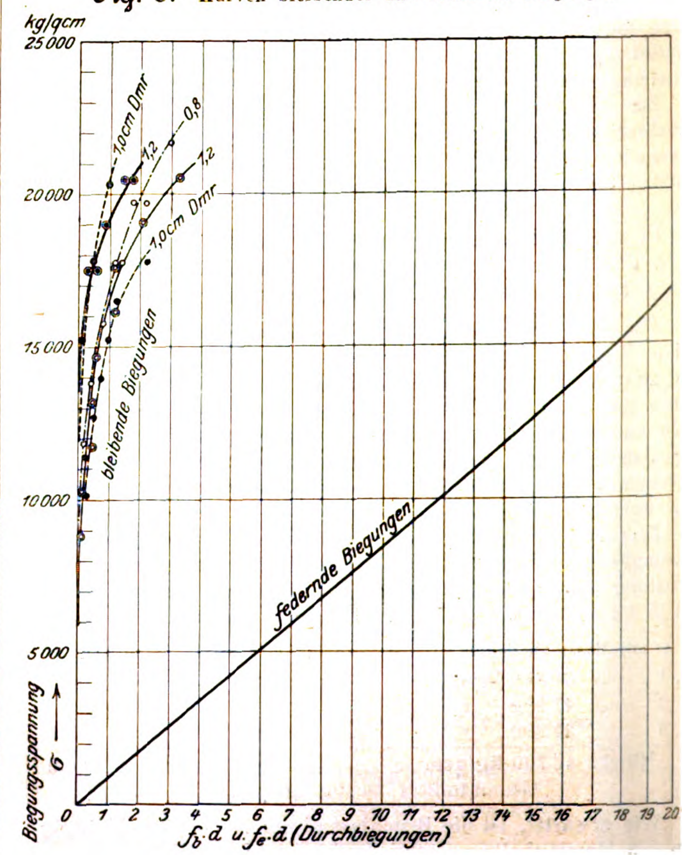
Nr.	d	α	E
1	$d = 1{,}2$ cm	$\alpha = 0{,}000000498$	$E = 2044000$
» 2	»	492	2032000
» 3	»	503	1988000
» 4	$d = 1{,}0$ cm	497	2011000
» 5	»	497	2011000
» 6	$d = 0{,}8$ cm	504	1984000
» 7	»	504	1984000

Das Abschrecken beim Härten erfolgte bei Stab 1 in Wasser, bei allen andern Stäben dagegen in Oel. Wie zu erwarten ist, nimmt der Dehnungskoeffizient mit abnehmendem Durchmesser etwas zu.

Ueber den Verlauf der bleibenden Durchbiegungen f_b gibt Fig. 8 Aufschluß, welche die Beziehung zwischen den Biegungsspannungen σ und den Werten $f_b d$ darstellt. Die Figur schließt sich den bleibenden Stauchungen, welche sich bei den Druckversuchen ergeben haben, gut an. Bei 10000 kg/qcm und in einigen Fällen noch bei 15000 kg/qcm sind die bleibenden Durchbiegungen mit dem zur Messung verwendeten Instrument eben gerade nachweisbar, aber nicht meßbar. Wie ersichtlich, beträgt die bleibende Biegung selbst bei 20000 kg/qcm Spannung nur $^1/_8$ bis $^1/_{25}$ der federnden Biegung. Sie kann deshalb die Verteilung der Normalspannungen über den Stabquerschnitt und die Berechnung von σ nicht erheblich beeinflussen.

Die Dehnungszahlen sind um einige Prozent größer als diejenigen, welche bei den Druckversuchen mit Chromstahl erlangt worden sind. Man darf daraus jedoch nicht allgemein schließen, daß die Dehnungskoeffizienten für Zug und Druck verschieden groß seien, weil die Proben von verschiedenen Stangen sind. Dieser Umstand erklärt sich dadurch, daß die Druck- und die Biegeversuche bei Bearbeitung verschiedener Aufgaben und zu verschiedenen Zeiten angestellt worden sind.

Fig. 8. Kurven bleibender und federnder Biegungen.

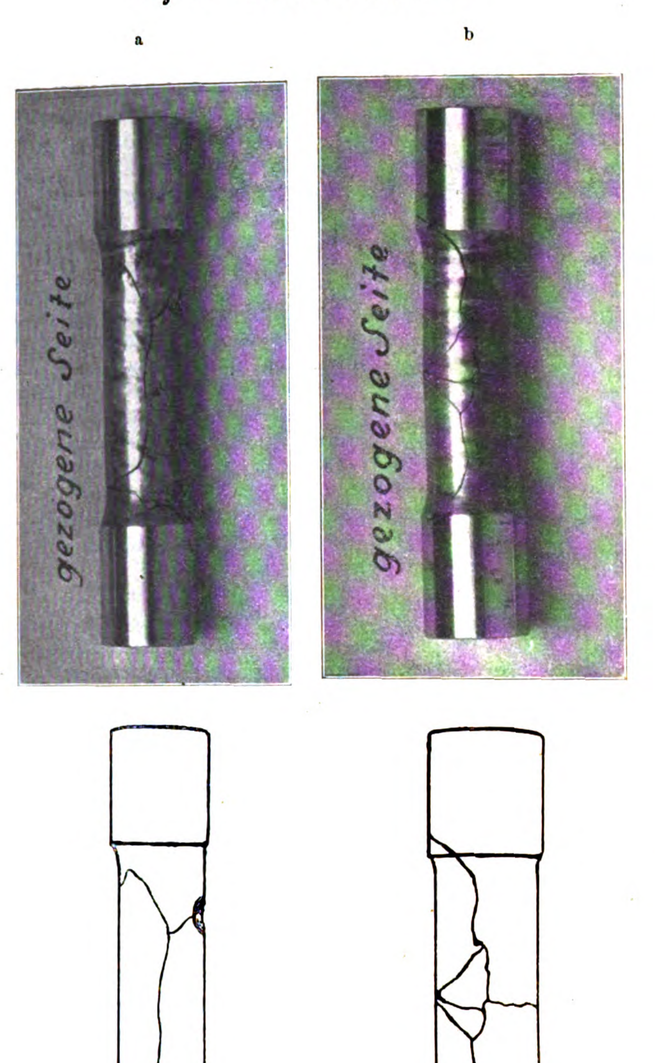


B. Biegungsfestigkeit (Zugfestigkeit).

Für diese Biegeproben sowie für eine größere Anzahl andrer teils in Wasser, teils in Oel abgeschreckter Stäbe sind nun die Bruchlasten bestimmt worden. Die Ergebnisse nach steigenden Bruchspannungen σ_z (vergl. II A) geordnet folgen hier.

Die Buchstaben a und b beziehen sich auf das Bruchbild. a bedeutet, daß auf der Zugseite wie bei Fig. 9a ein Stück herausgebrochen ist, woraus ersichtlich ist, daß der Bruch auf der Zugseite nahe dem Ende der Versuchsstrecke

Fig. 9. Gebrochene Biegeproben.



Größte Zugspannung bei Eintritt des Bruches in kg/qcm.

$d = 1{,}2$ cm (wassergehärtet)	$d = 1{,}2$ cm (ölgehärtet)	$d = 1{,}0$ cm (ölgehärtet)	$d = 0{,}8$ cm (ölgehärtet)
21020 *b*	21564 *a*	20335 *b*	22349 *a*
21347 *b*	22244 *a*	24531 *a*	23801 *a*
21990 *b*	22415 *a*	26160 *b*	25348 *b*
22780 *a*	23581 *a*	26999 *a*	27782 *a*
22900 *b*	26226 *a*	27591 *a*	27881 *b*
23450 *a*	26511 *a*	28726 *b*	28154 *b*
23910 *a*			
24920 *a*			
24977 *a*			
26920 *a*			
28140 *a*			

begann und sich bis in die Nähe des andern Endes fortsetzte. *b* bedeutet, daß gemäß Fig. 9b zwei Stücke herausgebrochen sind, woraus hervorgeht, daß der Bruch nahe der Mitte der Zugseite begann und sich nach beiden Enden hin fortsetzte.

Man ist bestrebt gewesen, alle Proben in günstigster Weise zu härten. Auch auf die Prüfung wurde insofern besondere Sorgfalt verwendet, als man die Belastung dermaßen stetig steigerte, daß die Spannung der verschieden dicken Proben in gleichen Zeiten um gleich viel zunehmen mußte, und zwar wurde eine Belastungszunahme um 80 kg in 1 min für die 12 mm dicken Proben zugrunde gelegt.

Trotz dieser Maßregeln schwankt die Festigkeit zwischen 20000 und 29000 kg/qcm, und zwar sind die Grenzen für Wasser- und für Oelhärtung nahezu gleich groß. Nach diesen Ergebnissen wird die Angabe nicht überraschen, daß bei der Massenhärtung in großen Betrieben, auch wenn sie nach wissenschaftlichen Grundsätzen und mit den besten heutigen Einrichtungen erfolgt und gut überwacht wird, Schwankungen der Bruchfestigkeit zwischen 10000 kg/qcm und rd. 30000 kg/qcm die Regel bilden. Dabei ist allerdings wie bisher stets vollharter Stahl vorausgesetzt. Wenn die Härte durch Anlassen vermindert werden darf, so hat man hierin ein Mittel, die Bruchgrenzen enger zu halten.

Da der Zustand des ungehärteten Materials von großem Einfluß auf den Härtungserfolg ist, bemerke ich, daß der Stahl, auf den sich diese Erfahrungszahlen beziehen, von einem bedeutenden Stahlwerke geliefert worden ist, das gerade diese Stahlsorte seit vielen Jahren besonders pflegt.

Die Biegeprobe bildet ein sehr empfindliches und deshalb brauchbares Mittel zur Prüfung des gehärteten Stahles auf Zähigkeit und damit auch zur Ermittlung des geeignetsten Härtungsverfahrens; denn letzteres ist stets daran erkenntlich, daß es neben der erforderlichen Härte die größtmögliche Zähigkeit erteilt.

(Fortsetzung folgt.)

Die Internationale Schiffahrtausstellung in Bordeaux 1907.

Von **W. Kaemmerer.**

(Schluß von S. 1098)

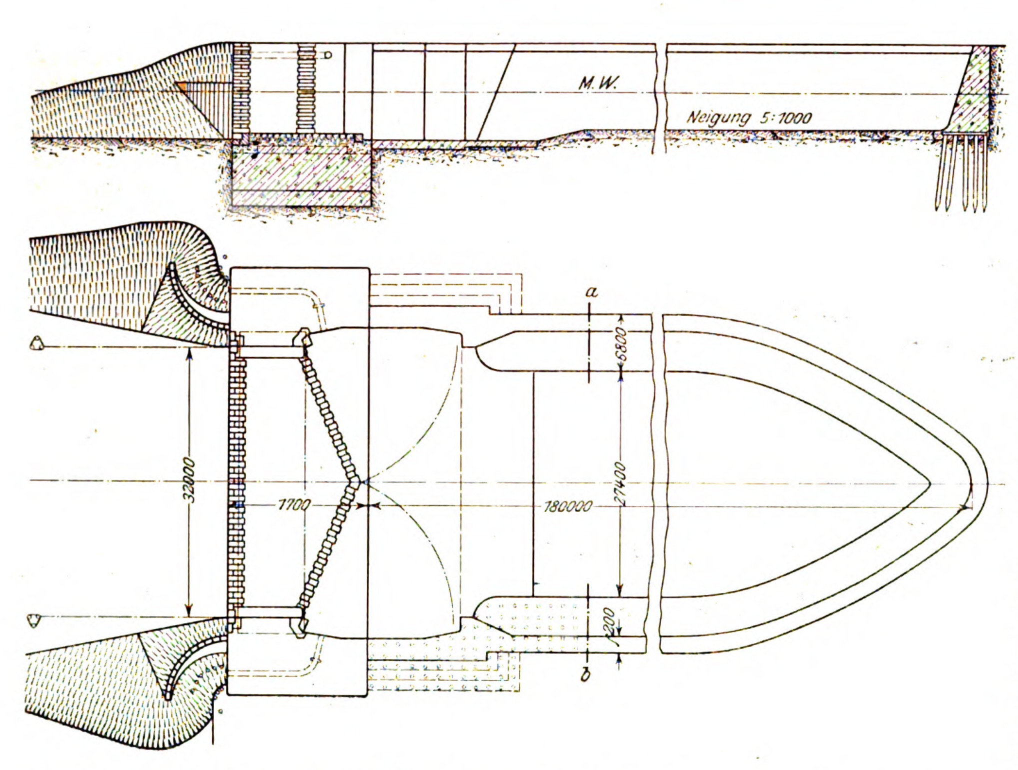
Das Mittelschiff der Haupthalle nahezu in seiner ganzen Breite und Länge nehmen die Stände der französischen und englischen Schiffswerften und der großen Dampfschiffahrtsgesellschaften ein; namentlich die englischen Aussteller lassen die Bedeutung der heimatlichen Schiffbauindustrie in gebührendem Maß erkennen.

Vom Haupteingang anfangend sind von den französischen Firmen zunächst Schneider & Co. in Le Creusot mit ihren verschiedenen Zweigniederlassungen, darunter für den schiffbautechnischen Teil vornehmlich die Werften in Chalons-sur-Saône und in Le Creusot, zu nennen. Auf dem Stande von Schneider & Co. ist auch die Schiffswerft Chantiers et Ateliers de la Gironde in Bordeaux vertreten, die mit jenen in regem Geschäftverkehr steht. Welch umfassendes Arbeitgebiet von Schneider & Co. beherrscht wird, läßt die Ausstellung gut erkennen. Insbesondere in Deutschland wird weniger bekannt sein, daß die Firma auf dem Gebiete der Hafenbauten und zugehöriger Anlagen außerordentlich tätig ist; zahlreiche Häfen, namentlich in Südamerika, sind von Schneider & Co. in Verbindung mit französischen Zivilingenieuren ausgebaut und zum Teil auch vollständig neu angelegt worden, wie viele bis ins einzelne durchgeführte Reliefkarten auf der Ausstellung erkennen lassen. Am bemerkenswertesten sind wohl die Arbeiten, welche die Firma zusammen mit dem Ingenieur Viguer bei der Umgestaltung der Hafenanlagen des bedeutendsten nordfranzösischen Hafens, le Hâvre, ausgeführt hat.

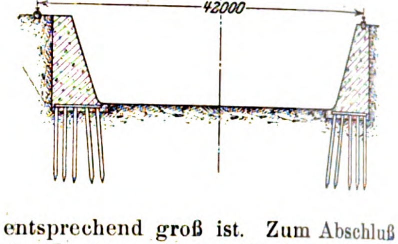
Diese beiden Unternehmer haben auch den Bau des großen Trockendocks für die Chantiers et Ateliers de la Gironde, das seiner Fertigstellung entgegensieht, in die Hand

Fig. 12 bis 14.

Trockendock der Chantiers et Ateliers de la Gironde, gebaut von Schneider & Co. und Viguer.



Schnitt a-b.



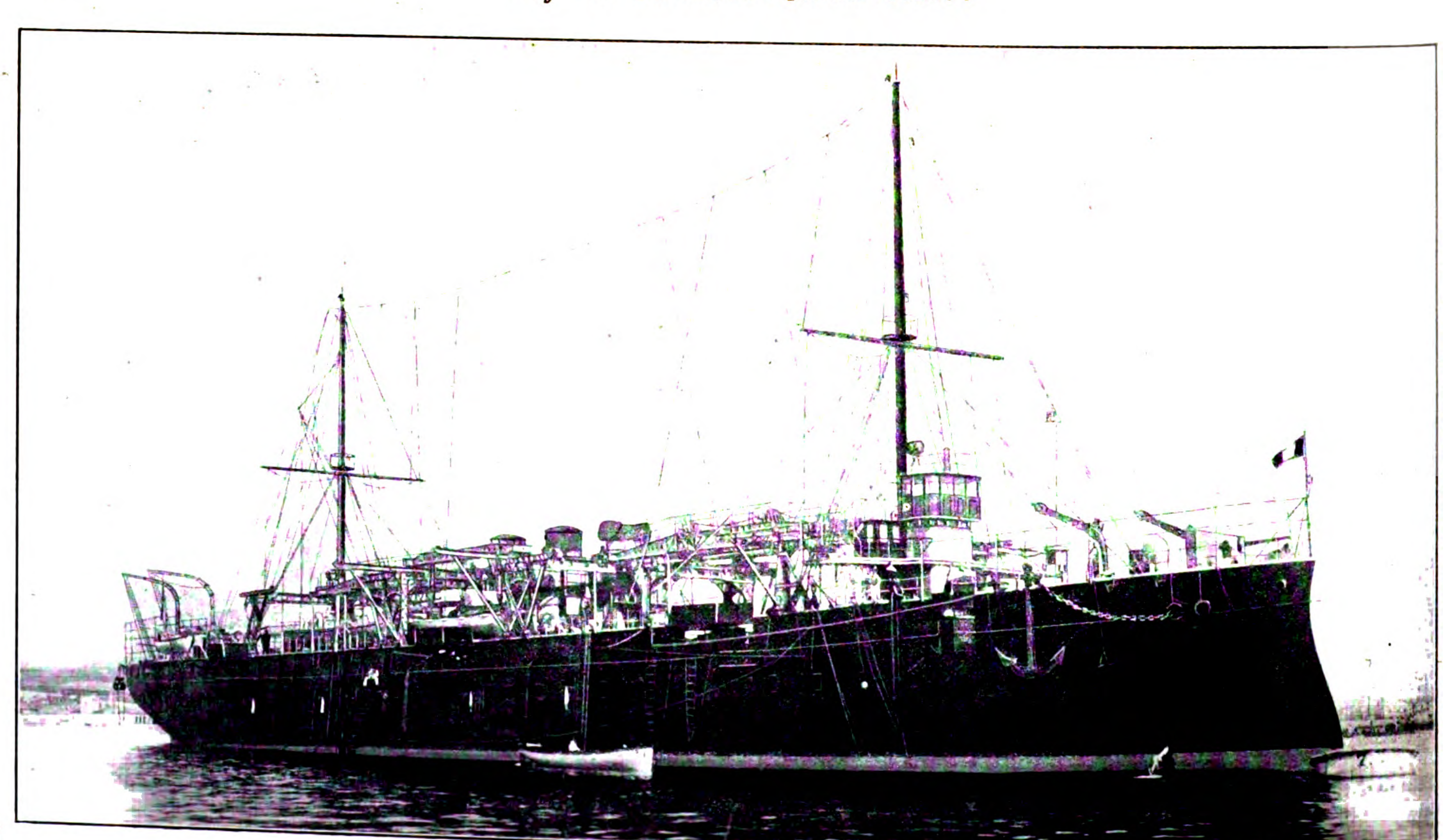
genommen; ein Modell auf der Ausstellung läßt die Bauart erkennen. Das neue Dock, Fig. 12 bis 14, soll hauptsächlich zur Ausrüstung von auf dieser Werft gebauten Kriegschiffen sowie zur schnellen Erledigung von Ausbesserarbeiten benutzt werden. Seine Abmessungen — 180 m nutzbare Länge und 32 m Schleusenbreite — dürften selbst für die größten in absehbarer Zeit zu bauenden Kriegschiffe ausreichend sein, um so mehr, als auch die Wassertiefe von 10 m entsprechend groß ist. Zum Abschluß des Docks nach der Flußseite dienen zwei nach innen schwenkbare Torflügel und ein äußeres Schwimmtor, das sich gegen Führungen am Schleusenhaupt lehnt. Die Eisenkonstruktion dieses Tores mit Zubehör wiegt allein 346 t; hierzu kommen noch 187 t als Gewicht der inneren Zementverkleidung und des Eisenballastes und 37 t Wasserballast.

Das Dock, dessen Seiten und Boden aus Betonmauerwerk hergestellt sind, wird von einem Portalkran für 120 t überspannt, der auf zwei seitlichen, 42 m voneinander entfernten Schienen verschiebbar ist. Für die Materialzufuhr zum Dock sind auf beiden Seiten Normalspurgleise und ein zweiter Portalkran für 30 t vorgesehen.

Von der maschinentechnischen Abteilung der Firma ist eine Dampfturbine, Bauart Schneider-Zoelly, von rd. 720 PS Höchstleistung ausgestellt, die unmittelbar mit einer Drehstromdynamo für 3000 V, 50 Per./sk und 3000 Uml./min gekuppelt ist.

Unter den Schiffsmodellen, welche die Chantiers et Ateliers de la Gironde auf dem Schneiderschen Stand ausgestellt haben, ist besonders das für die französische Marine

Fig. 15. Das Torpedo-Depotschiff »Foudre«.



gebaute Torpedo-Depotschiff »Foudre«, Fig. 15, bemerkenswert, das in bezug auf seine Einrichtung und seine geplante Verwendung einzig unter den Schiffen aller Marinen dastehen dürfte. Das Fahrzeug, das eine Wasserverdrängung von 6090 t hat, kann unter Berücksichtigung der verhältnismäßig hohen Geschwindigkeit von 19,6 Knoten, die es vertragmäßig haben soll, eher als Kreuzer angesprochen werden. Der Bezeichnung »Depotschiff«, mit der es in den Listen geführt wird, entspricht auch kaum die Bewaffnung, die aus acht 10 cm-, vier 6,5 cm- und fünf 3,7 cm-Schnelladekanonen neben vier Torpedolanzierrohren besteht.

Zum erstenmal praktisch bei einem Kriegschiff erprobt wird aber hier ein schon oft erörterter Gedanke: kleinere Torpedoboote, ja sogar Unterseeboote, also Fahrzeuge mit geringem Aktionsradius, an Bord mitzuführen, um sie im gegebenen Augenblick in der Nähe des Kampfortes auszusetzen.

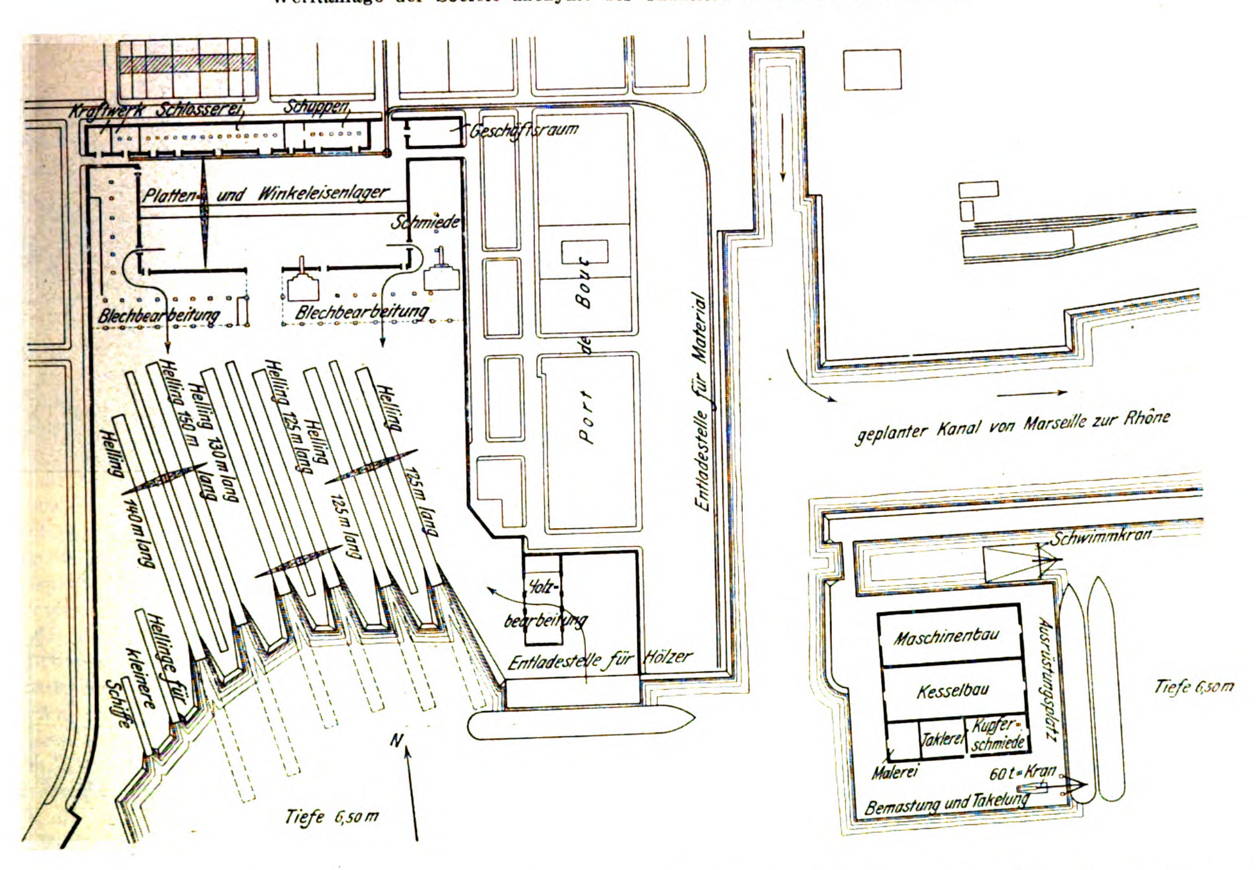
Hierdurch können auch kleine Gefechteinheiten, die nur

Das Schiff enthält außerdem noch eine große Werkstatt, in der selbst bedeutendere Ausbesserungen an Maschinen und vor allem an Torpedos und Zubehör ausgeführt werden können.

Neben den Ständen von Schneider & Co. befindet sich die Ausstellung der wohl am modernsten eingerichteten Schiffswerft Frankreichs, der Société anonyme des Chantiers et Ateliers de Provence, die für ihre Niederlassung den kleinen Ort Port de Bouc, der an einer Lagune im Rhône-Delta gelegen ist, gewählt hat. Eine Reliefkarte gibt eine gute Uebersicht über die Anlage dieser Werft, die eine rühmliche Ausnahme unter den großen französischen Schiffswerften macht; denn die meisten dieser Unternehmungen sind alt und entsprechen nicht den Anforderungen, die man an einen derartigen Betrieb z. B. in Deutschland stellt. In Port de Bouc jedoch ist eine Musteranlage geschaffen, die sogar — ein seltenes Beispiel für französische Verhältnisse — durch die Anlage von Arbeiter- und Beamtenkolonien auch nach der

Fig. 16.

Werftanlage der Société anonyme des Chantiers et Ateliers de Provence.



geringen Brennstoffvorrat mit sich führen, auf entlegenen Kriegschauplätzen und weitab von den eigentlichen Stützpunkten am Lande sehr zweckmäßig verwendet werden. Denn selbst für die mächtigsten Linienschiffe kann unter bestimmten Verhältnissen eine größere Anzahl derartiger kleiner Torpedo- oder Unterseeboote verhängnisvoll werden, und schon ein verhältnismäßig geringer Erfolg ist wohl ihren Einsatz wert, da die Baukosten für diese kleinen Fahrzeuge natürlich niedrig sind.

Gewöhnlich führt das Depotschiff »Foudre« acht Torpedoboote mit sich, die an Deck zu je vieren vor und hinter den Schornsteinen Platz finden. Zum Aussetzen der Boote dienen zwei große Laufkrane, deren Laufschienen auf Portalträgern ruhen. Die Krane bestreichen die ganze Breite des Decks und können sogar darüber hinaus auf seitlich ausgekragten Trägern verschoben werden; um beim Fahren durch Schleusen, Kanäle usw. nicht hinderlich zu sein, sind die seitlichen Träger gelenkig angeordnet, so daß sie eingeklappt werden können. Bei einigermaßen bewegter See ist das Aussetzen der Boote natürlich recht beschwerlich, wenn nicht unmöglich.

sozialen Seite für ihre Angestellten gesorgt hat.

Die Werft, die auf dem Seeweg etwa zwei Stunden von Marseille, dem Haupthafen Frankreichs, entfernt liegt, baut hauptsächlich Handelsdampfer für die verschiedenen französischen Schiffahrtgesellschaften und hat daneben auch viele Abnehmer in den übrigen Mittelmeerländern. Es kommt der Anlage sehr zu statten, daß außer den Schiffskörpern neuerdings auch Maschinen und Kessel auf demselben Grundstück hergestellt werden.

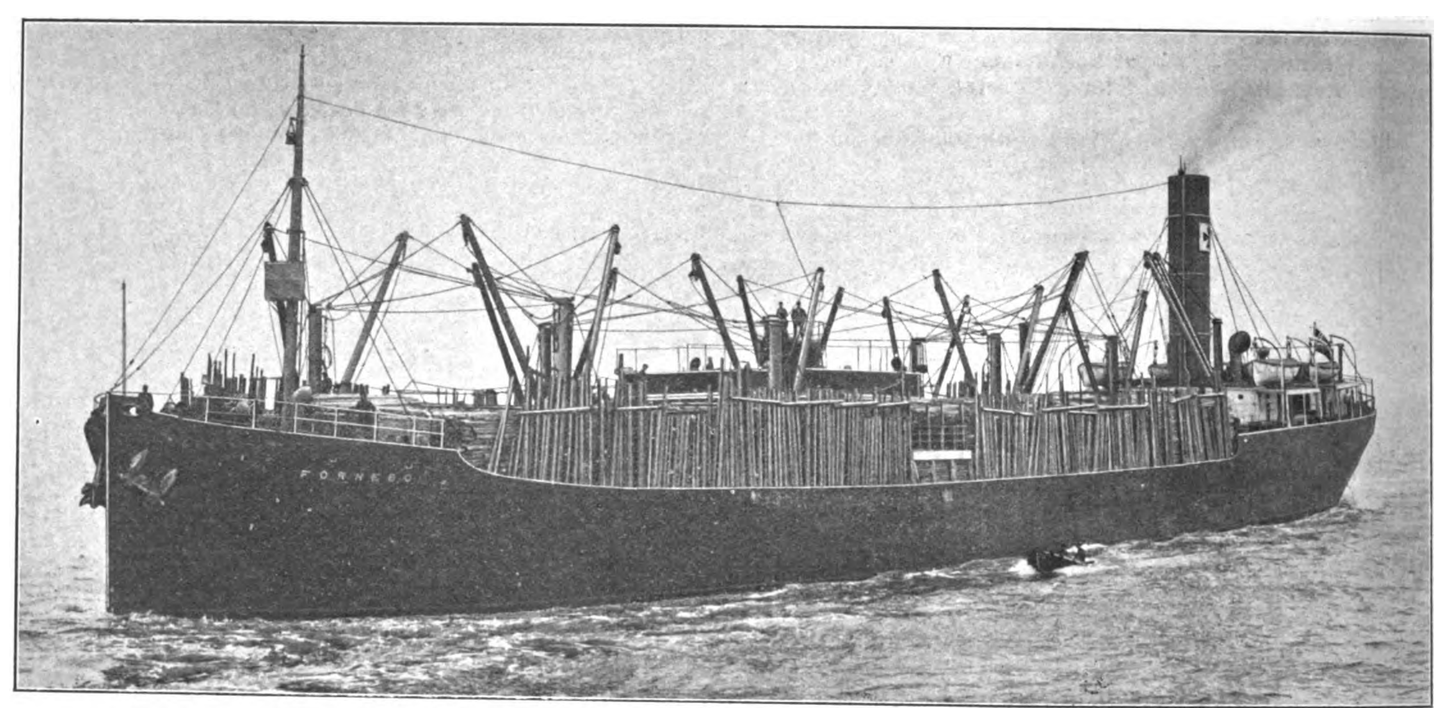
Die Société des Ateliers et Chantiers de Provence besitzt in Port de Bouc 8 Hellinge, von denen 6, zu je zweien angeordnet, von 3 großen doppelarmigen Auslegerkranen bedient werden, die ihrerseits die Schiffbaustoffe auf Schienen aus den Werkstätten zugeführt erhalten. Die milde Witterung und die Seltenheit von Niederschlägen an der französischen Mittelmeerküste machen Hellingüberdachungen oder sonstige Schutzvorrichtungen für die Schiffbauarbeiter vollkommen überflüssig.

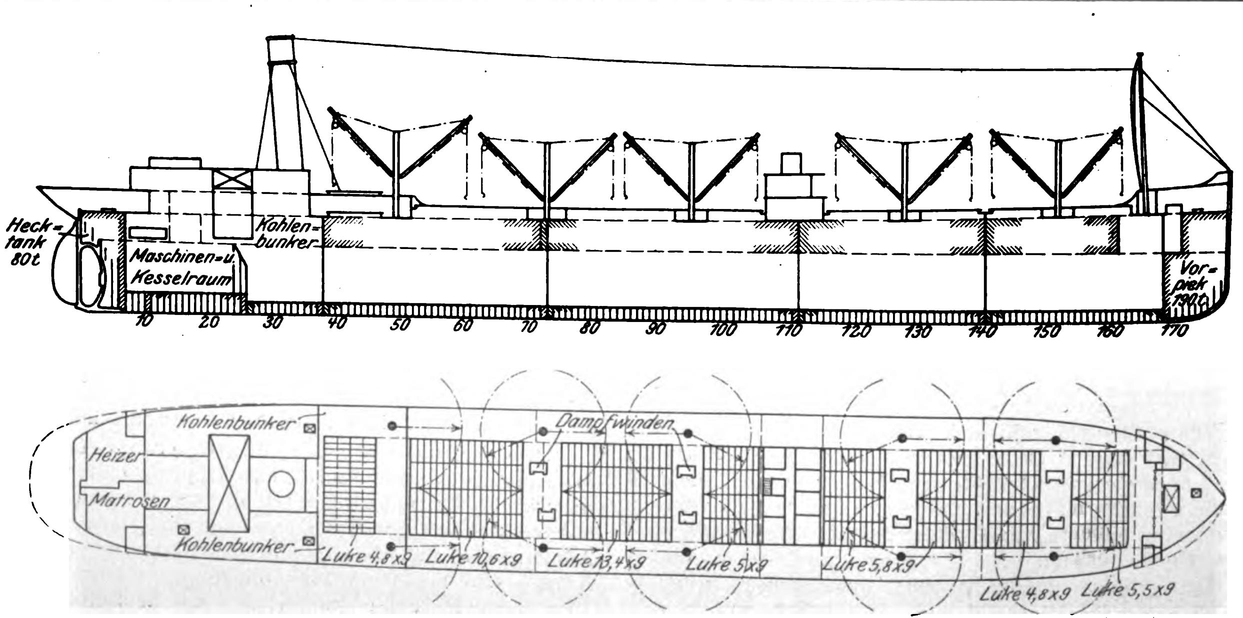
Aus demselben Grunde ist auch eine große Anzahl von Werkzeugmaschinen zur Blechbearbeitung usw. im Freien

aufgestellt, ohne daß man zu befürchten hätte, daß die einzelnen Teile rosten. Sehr zweckmäßig ist die Anordnung der einzelnen Abteilungen der Werft, wie aus dem Lageplan, Fig. 16, hervorgeht. Die Schiffbaustoffe kommen auf der östlichen Seite an, werden aus den Schiffen auf Gleisen bis zum Platten- und Winkeleisenlager geführt und dort mittels eines zweiarmigen Auslegerkranes verteilt. Dicht an das Lager stoßen die verschiedenen Werkstätten zur Blechbear-80 m/min und die Fahrgeschwindigkeit der Laufkatzen 200 m/min. Die zum Schiffbau verwendeten Hölzer kommen gleichfalls auf Schiffen an der südlichen Seite der Werft an, werden dort entladen und gelangen unmittelbar in die daneben liegenden Holzbearbeitungswerkstätten. Das getrennte Lager dieser Werkstatt hat noch den Vorteil, daß beim Ausbruch eines Feuers der Brand nicht so leicht um sich greifen kann. Das meiste Material wird der Werft natürlich auf dem Wasser-

Fig. 17 bis 19.

Der Frachtdampfer »Fornebo«, gebaut von Sir Raylton Dixon & Co. in Middlesborough.





beitung. Beinahe unmittelbar von hier aus werden die Bleche von den die Hellinge bedienenden Auslegerkranen aufgenommen. Von den sechs großen Hellingen sind drei je 125 m, die übrigen 130, 140 und 150 m lang. Westlich daneben liegen noch zwei kürzere Hellinge für kleinere Fahrzeuge. Die Auslegerkrane, welche auf beiden Seiten weit über die Hellinge ragen, laufen auf Viadukten auf Fachwerkträgern. Fahrwerk, sowie Katzenlauf- und -hebewerk werden elektrisch angetrieben. Am äußersten Ende des Auslegerarmes kann jeder Kran beiderseits 3 t tragen. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 90 m/min, die Hubgeschwindigkeit

wege zugeführt; doch auch für Eisenbahnanschluß ist auf der nördlichen Seite gesorgt.

Die vom Stapel gelaufenen Schiffe werden zu dem östlich gelegenen Ausrüstungshafen geschleppt, wo Maschinen, Kessel, Masten usw. eingebaut werden. Diese Arbeit wird dadurch bedeutend erleichtert, daß unmittelbar daneben Montagewerkstätten für Maschinen- und Kesselbau vorgesehen sind. Bis vor kurzer Zeit wurden die Maschinen und Kessel noch ausschließlich in den in Marseille gelegenen Zweigniederlassung der Firma gebaut, was natürlich zu mancherlei Anständen Veranlassung gab. Deshalb ist man all-



mählich dazu übergegangen, auch die Maschinen und Kessel in Port de Bouc zum Teil herzustellen oder zum mindesten zu montieren. Zum Einsetzen der Masten, Kessel usw. dient ein Scherenkran von 60 t; daneben ist ein Schwimmkran für leichtere Lasten vorhanden. Zum Antrieb von Werkzeugmaschinen, von Hebezeugen, und zur Beleuchtung der Werkstätten dient elektrischer Strom, der in einem besonderen Kraftwerk am Nordende der Anlage erzeugt wird. Hier stehen auch Kompressoren für Druckluft und Druckwasser zum Betrieb von Pressen unh Scheren.

Ein Vorteil, den die französischen Mittelmeerwerften vor den nordfranzösischen Werften voraus haben, kommt auch den Chantiers et Ateliers de Provence zugute, nämlich die günstigen Arbeiterverhältnisse. Hier wird täglich noch zehn Stunden gearbeitet, und wenn auch die Leistungen eines provençalischen Arbeiters nicht mit denen z. B. eines Norddeutschen verglichen werden können, so ist doch in Betracht zu ziehen, daß die Löhne im Gegensatz zu den bei uns üblichen gering sind; denn obschon sich die Ausgaben für den täglichen Lebensunterhalt auch in den Mittelmeerländern in den letzten Jahren bedeutend gesteigert haben, überschreitet der Lohn eines gelernten Arbeiters in diesen Werkstätten selten 4 bis 5 frs täglich.

In Zeiten gewöhnlicher Geschäftslage beschäftigt die Gesellschaft 1300 bis 1500 Arbeiter in Port de Bouc.

Wie bereits erwähnt, sind die englischen Werften für Krieg- und Handelschiffbau außerordentlich reichhaltig vertreten, ja, man kann wohl sagen, daß nur durch ihre Beteiligung die ganze Ausstellung überhaupt möglich geworden ist. Nahezu alle bedeutenderen Schiffbaufirmen Großbritanniens haben umfangreiche Modellsammlungen, Zeichnungen u. dergl. ihrer Erzeugnisse ausgestellt. Auf dem Stande der Cunard-Gesellschaft und von John Brown & Co., Clydebank, kann man auch die neueste Errungenschaft der englischen Handelsmarine in einem großen Modell des Schnelldampfers »Lusitania« bewundern. Demgegenüber ist die Kriegsmarine zurückhaltender gewesen, da die ausgestellten Modelle von Linienschiffen und Panzerkreuzern älteren Jahrgängen angehören.

Eine sehr bemerkenswerte Neuerung führt die englische Schiffbaufirma Sir Raylton Dixon & Co. Ltd. in Middlesborough mit dem Dampfer »Fornebo« vor. Das in Fig. 17 bis 19 dargestellte Schiff ist 109,73 m über alles lang, 15,84 m über Hauptspant breit und hat 8,5 m Raumtiefe; bei 7,2 m Tiefgang verdrängt es rd. 7000 t. Trotz dieser ansehnlichen Größe hat das Fahrzeug, das hauptsächlich für Massengüterladungen bestimmt ist, nur ein durchlaufendes Deck, und der Laderaum ist vollständig frei von Stützen und Balken gehalten. Wie aus Fig. 20 ersichtlich, sind die Spanten ungefähr in der Gegend der Wasserlinie nach innen gebogen und endigen oben an den seitlichen Lukensüllen. Ungleich den Turmdeckschiffen[1]) wird der eingebogene Teil auf beiden Seiten nicht als Deck benutzt, sondern das Hauptdeck ist in der ganzen Breite durchgeführt. Der zwischen den eingebogenen Spanten, dem Oberdeck und der Seitenbeplattung entstehende Raum von dreieckigem Querschnitt ist auf beiden Seiten zu Wasserballastbehältern ausgebaut. Durch Knieplatten an den einzelnen Spanten versteift, stellen die auf nahezu die ganze Schifflänge durchgeführten Wasserballastbehälter einen Kastenträger dar, der die Festigkeit des ganzen Schiffsverbandes bedeutend erhöht, so daß man sogar ohne Bedenken das Deck durch besonders breite und lange Ladeluken schwächen konnte. Die aus der Konstruktion sich ergebende schräge Lage des seitlichen Raumdecks bewirkt zugleich, daß Massenladungen selbsttätig gestaut werden, wie bei den Turmdeckschiffen. Wenn das Schiff beladen ist und infolgedessen die Ballastbehälter leer sind, erhöhen sie die Sicherheit bedeutend, da sie bei einem Zusammenstoß und beim Sinken des Schiffes ähnlich wie die Luftkasten der Rettungsboote wirken. Die Ballastbehälter sind auf jeder Seite durch wasserdichte Schotte in je 4 Abteilungen geteilt; außerdem sind noch 6 Raumquerschotte vorhanden. Der durch besondere Leitungen eingepumpte Ballast kann mit Hülfe von Ventilen in kurzer Zeit wieder entleert werden.

[1]) s. Z. 1906 S. 483.

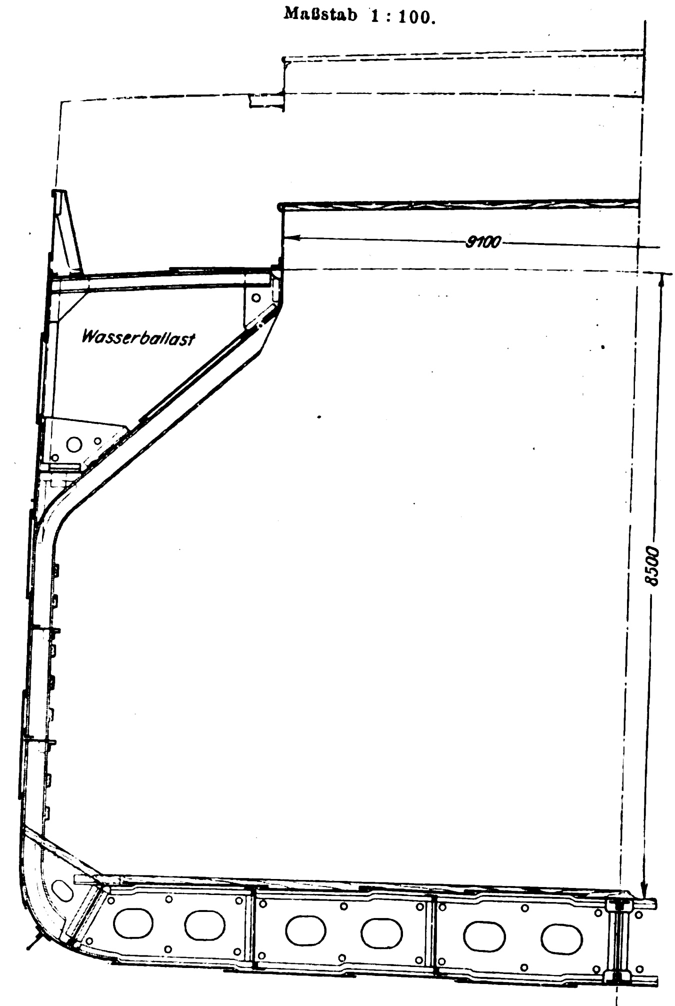
Durch die Anordnung von Wasserballast im oberen Teile des ohne Ladung fahrenden Schiffes wird das Gewicht viel zweckmäßiger als bei den bisherigen Konstruktionen verteilt, was namentlich bei hohem Seegang vorteilhaft ist.

Natürlich sind außer den oberen Behältern noch der Doppelboden und der vordere und hintere Piektank zur Aufnahme von Wasserballast eingerichtet. Bei gewöhnlichen Schiffen reichen indessen die letztgenannten Behälter meistens nicht aus, um bei Seegang dem Schiff eine genügend tiefe Lage zu geben; was aber ein genügender Tiefgang für die Sicherheit des Schiffes bedeutet, läßt sich verstehen, wenn man berücksichtigt, daß weitaus die meisten Wellenbrüche bei in Ballast fahrenden Schiffen eintreten, sobald bei Seegang die Schraube kürzere Zeit aus dem Wasser taucht.

Fig. 20.

Hauptspant des Dampfers »Fornebo«.

Maßstab 1 : 100.



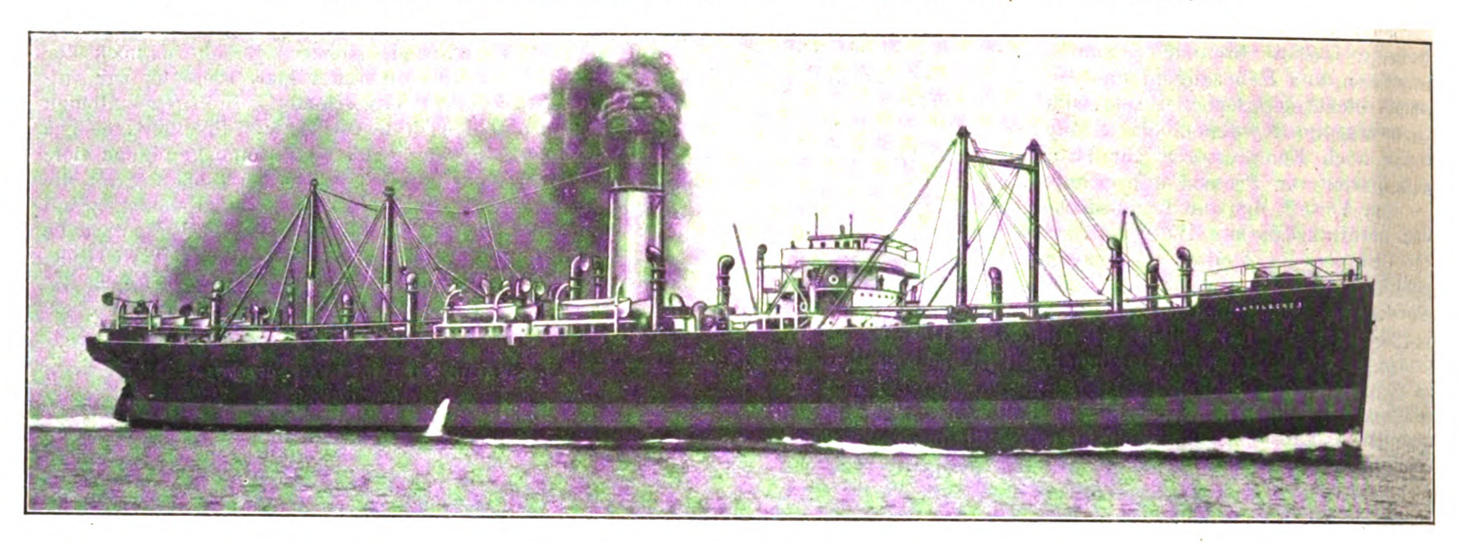
Der Dampfer »Fornebo« kann insgesamt 2200 t Wasserballast, also etwa 75 vH mehr als ein gleich großes Schiff gewöhnlicher Bauart, aufnehmen. Das Fassungsvermögen der einzelnen Behälter verteilt sich wie folgt:

Behälter . . . . . Nr.	1	2	3	4	5	6	zusammen
im Doppelboden . . . . t	124	230	318	274	54	100	1100
seitlicher Deckballast in je zwei gegenüberliegenden Behältern . . . . . . »	160	205	260	205	—	—	830
Piektank . . . . . . »	190	—	—	—	—	—	190
Hecktank . . . . . . »	80	—	—	—	—	—	80
Inhalt aller Behälter zusammen							2200

Ein für die Schiffsreeder besonders ausschlaggebender wirtschaftlicher Vorteil kommt der Dixonschen Konstruktion insofern zu, als bei der Schiffsvermessung nach den

Fig. 21.

Der Frachtdampfer »Antilochus«, gebaut von R. & W. Hawthorn, Leslie & Co. in Hebburn-on-Tyne.

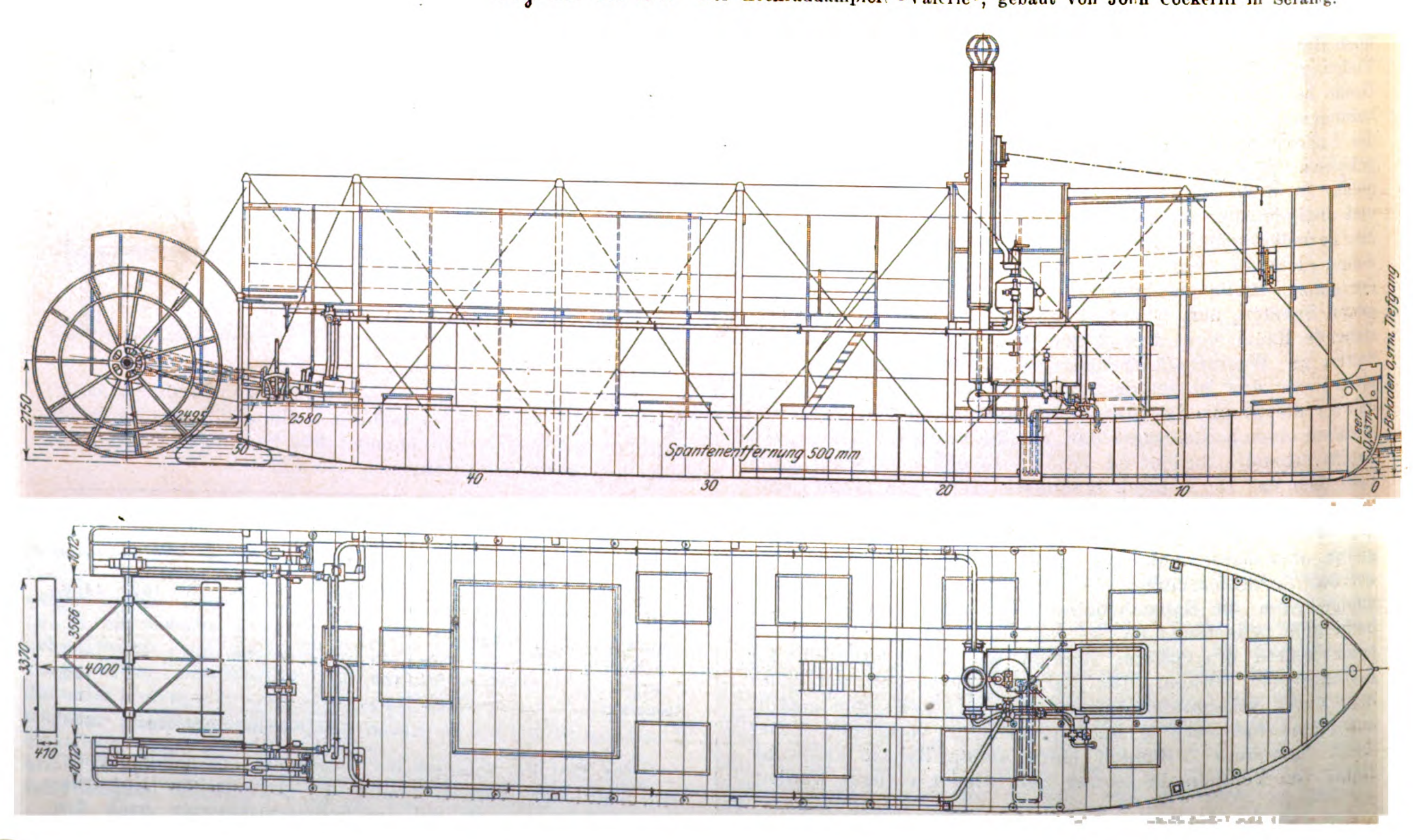


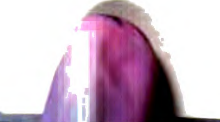
Bestimmungen des Board of Trade und der Suez-Kanalgesellschaft die seitlichen Deckballastbehälter nicht in den Netto-Tonnengehalt mit einbezogen werden. Dies spielt bei Kanal- und Hafenabgaben usw., die hiernach bemessen werden, natürlich eine große Rolle. Es tritt hier der eigentümliche Fall ein, daß die Tragfähigkeit des Schiffes in Gewichtonnen bis etwa dreimal so groß als der Inhalt des Laderaumes in Raumtonnen sein kann.

Das Schiff wird hauptsächlich zum Befördern von Kohlen und Getreide benutzt; doch auch für Holzladungen — insbesondere für lange Balken — ist es infolge der großen, von Stützen freien Räume und der langen und breiten Ladeluken sehr gut geeignet. Auch das Verschiffen von großen Maschinenteilen, Lokomotiven, Straßenbahnwagen und dergl. wird durch die großen Ladeluken ermöglicht. Die Ladevorrichtungen bestehen aus 5 Paaren Ladepfosten mit je zwei nach beiden Seiten die Luken überragenden Ladebäumen und 10 Dampfwinden, die zu je zweien zwischen jedem Ladepfostenpaar aufgestellt sind.

Der Maschinen- und Kesselraum ist nach hinten zwischen Spant 7 und 38 verlegt; darüber und daneben befinden sich Kohlenbunker, in denen insgesamt 741 t untergebracht werden können. Die Kommandobrücke und das Ruderhaus stehen in der Mitte des Schiffes auf einem Deckhaus, das auch die Räume für Kapitän und Offiziere enthält. Die Räume für Maschinisten, Matrosen, Heizer, die Küche usw. liegen im hinteren Deckhaus. Zum Antrieb dient eine Dreifach-Expansionsmaschine von 660, 1066 und 1778 mm Zyl.-Dmr. und 1219 mm Hub, welche dem beladenen Schiff eine Geschwindigkeit von 11 und dem leeren Schiff von $12^1/_2$ Knoten

Fig. 22 bis 24. **Der Heckraddampfer »Valérie«, gebaut von John Cockerill in Seraing.**

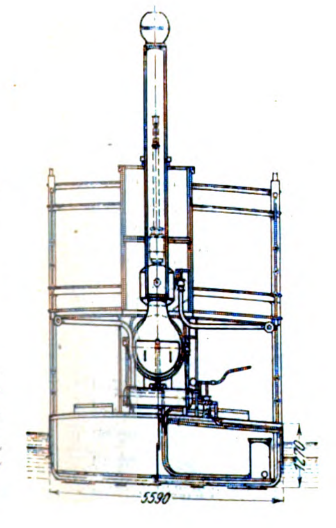




erteilt. Dampf wird mit 12,5 at in 3 Zylinderkesseln erzeugt, die mit Howdens künstlichem Zug arbeiten.

Mehrere Schwesterschiffe der »Farnebo« sind von Sir Raylton Dixon & Co. für verschiedene Reedereien geliefert worden; eines von ihnen, der Frachtdampfer »Borgestad«, hat kürzlich eine wohl einzig dastehende Leistung in bezug auf schnelles Uebernehmen von Ladung und Bunkerkohlen vollbracht. Das Schiff kam um 6 Uhr 45 Min. abends mit 2000 t Wasserballast in Sydney an, nahm sofort die bereit gehaltene Ladung von 7000 t über, füllte zugleich die Bunker auf und ging am selben Abend um 11 Uhr 45 Min. wieder in See. Diese Leistung ist in erster Linie durch die Konstruktion des Schiffes — die stützfreien Laderäume und Ladeluken — ermöglicht; hierdurch konnten erst die Vorteile, die der Hafen von Sydney mit seinen guten Ladevorrichtungen bietet, voll ausgenutzt werden.

Ein anderer bemerkenswerter Frachtdampfer ist von R. & W. Hawthorn, Leslie & Co. in Hebburn-on-Tyne ausgestellt. Für die Ocean Steamship Co. Ltd. in Liverpool sind von dieser Werft zwei Schwesterschiffe »Antilochus« und »Teucer« gebaut, die neben der Uebernahme von Ladung auch zur Beförderung von Personen eingerichtet sind. Bei einem Blick auf die äußere Erscheinung des »Antilochus«, s. Fig. 21, fällt sofort das gänzliche Fehlen von Masten auf, an deren Stelle wie bei dem vorher beschriebenen Dampfer »Fornebo« paarweis angeordnete Ladepfosten getreten sind. Die beiden vorderen Ladepfosten sind durch einen Querträger miteinander verbunden, der als Brücke für den Ausguckposten dient. Nicht deutlich zu erkennen sind auf dem Bilde 36 Ladebäume, die das Schiff mit sich führt und die im Hafen an den Ventilatorpfosten aufgerichtet werden. In Verbindung hiermit machen 26 kräftige Dampfladewinden das Schiff unabhängig von den Verlade- und Löschvorrichtungen in den Häfen, und

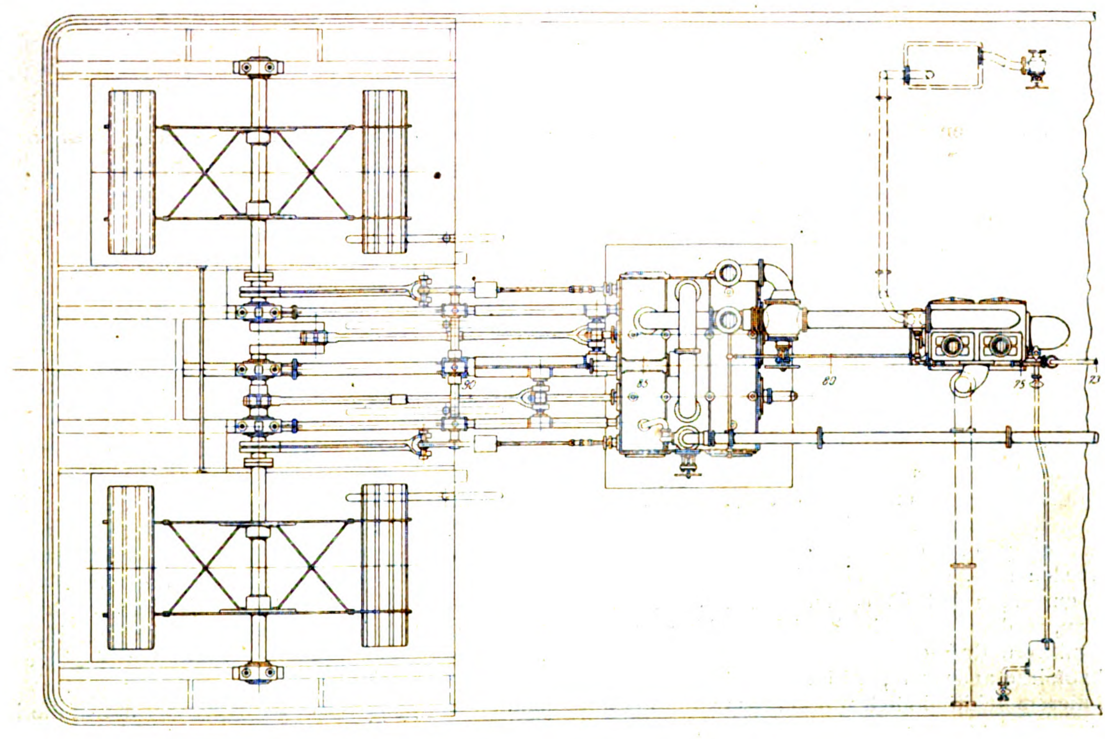


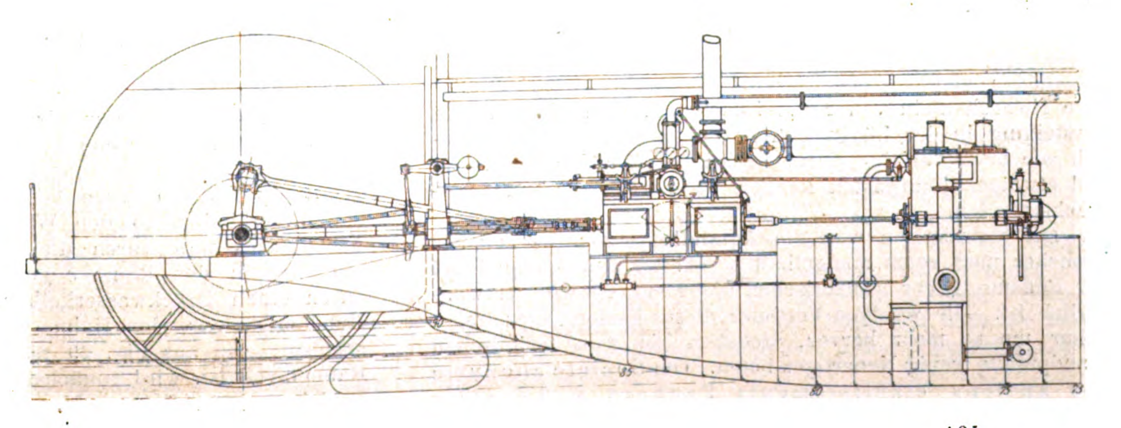
die 13000 Tonnen Ladung, welche die Räume fassen, können in sehr kurzer Zeit gelöscht werden. Das Schiff ist 147 m lang, 16,5 m breit und hat 13 m Raumtiefe; der Tiefgang beträgt bei voller Ladung 9 m. Zum Antrieb dienen zwei Dreifach-Expansionsmaschinen, die von der North Eastern Marine Co. in Wallsend gebaut sind. Die Räume für Offiziere und Mannschaften liegen in Deckhäusern in der Schiffsmitte; Schlafkammern für rd. 250 Fahrgäste sind im hinteren Deckhaus untergebracht.

Die Société Anonyme John Cockerill, Seraing bei Lüttich und Hoboken bei Antwerpen, hat auf ihrem Stand eine Anzahl Modelle von kleineren Rad- und Schraubendampfern für verschiedene Zwecke ausgestellt. Darunter befinden sich die erfolgreichen Dampfer für den Personenverkehr zwischen Ostende und Dover »Marie Henriette«[1]) und »Princesse Elisabeth«[2]), ein Fischdampfer von 500 PS Maschinenleistung, mehrere Doppelschraubendampfer von 1600 PS und 14 Knoten Geschwindigkeit für den Personenverkehr auf dem Schwarzen Meer und verschiedene für den Kongo gebaute flachgehende Heckraddampfer von 12 bis 50 m Länge und 20 bis 500 PS. Seit etwa 10 Jahren hat die Firma zahlreiche Heckraddampfer insbesondere für afrikanische Flüsse geliefert und hierdurch viele Erfahrungen über diese Sonderbauart gesammelt. Fig. 22 bis 24 zeigen den Heckraddampfer »Valérie«, den eine Handelsgesellschaft im Kongostaat in Auftrag gegeben hat. Der aus verzinktem Stahlblech gebaute Schiffskörper ist 24,4 m lang, 5,57 m über das Hauptspant breit und geht bei voller Belastung mit 30 t nur 0,915 m tief; die Raumtiefe beträgt 1,27 m, die Geschwindigkeit durchschnittlich 8 Knoten. Wie für die meisten kleineren Tropenschiffe sind Kessel und Maschine auf dem

[1]) Vergl. Z. 1894 S. 309. [2]) Vergl. Z. 1906 S. 1141.

Fig. 25 und 26. Maschinenanlage des Heckraddampfers »Brabant«, gebaut von John Cockerill.





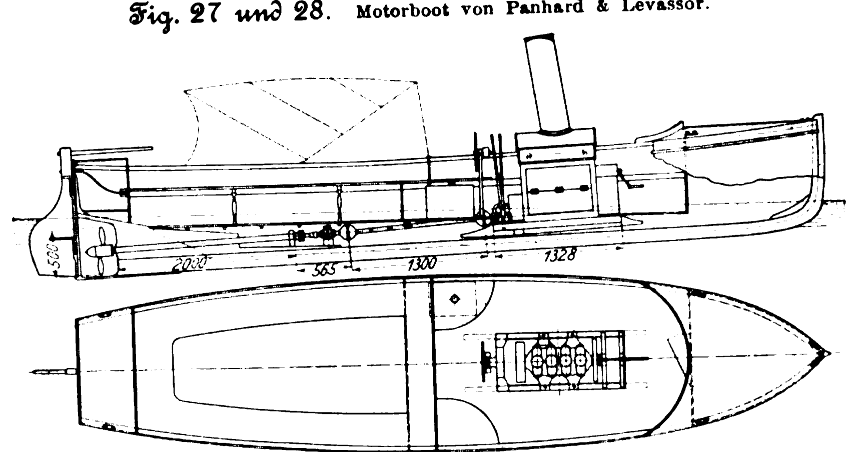
Hauptdeck des Schiffes angeordnet; damit eine gleichmäßige Belastung auch bei leerem Schiff erreicht wird, ist der Kessel ziemlich weit nach vorn gesetzt und durch eine lange, auf beiden Seiten unter dem mittleren Deck angeordnete Rohrleitung mit der auf dem Hinterdeck liegenden Maschine verbunden. Letztere treibt mittels langer Pleuelstangen unmittelbar das Heckrad von 4 m Dmr. und 3,37 m Breite mit 30 Uml./min an. Der Durchmesser beider Dampfzylinder beträgt 330 mm, der Kolbenhub 760 mm, die Leistung der Maschine 100 bis 125 PS_i. Der in der Maschine verbrauchte Dampf pufft ins Freie aus. Das Schaufelrad hat 11 feste, 410 mm breite und 43 mm dicke Schaufeln aus Holz. Zur Dampferzeugung dient ein Lokomotivkessel von 40 qm Heizfläche und 1,4 qm Rostfläche bei 10 at, der mit Holz geheizt wird. Die Ladung, welche das Schiff mit sich führen kann, wird entweder in dem flachen Raum oder auf dem unteren Deck untergebracht, während das obere Deck vornehmlich zum Aufenthalt von Fahrgästen bestimmt ist. Gesteuert wird das Schiff mittels eines Handsteuers unmittelbar vorn vom oberen Deck. Zur Versteifung der Schiffskonstruktion in der Längsrichtung dienen senkrechte Säulen aus Winkeleisen, zwischen denen Schrägverspannungen angeordnet sind.

Der Dampfer »Valérie« befindet sich seit längerer Zeit im regelmäßigen Betrieb auf dem oberen Kongo, wo er als wertvolles Beförderungsmittel sehr geschätzt ist.

Ein zweites, auch für den Verkehr auf dem Kongo bestimmtes Schiff ist der von der Firma Cockerill ausgestellte Heckraddampfer »Brabant«, der bedeutend größer als der vorher beschriebene ist, trotzdem aber nicht viel tiefer geht. Das ebenfalls aus verzinktem Stahlblech gebaute Schiff ist 45 m lang, 9 m breit, hat 1,8 m Raumtiefe und geht 1,05 m tief. Bei der großen Breite dieses Schiffes würde bei Anwendung nur eines Heckrades die Radwelle sehr lang geworden sein, so daß man sie in der Mitte hätte unterstützen müssen. Man hat daher zu einem eigenartigen Mittel gegriffen, indem man die Antriebmaschine in die Mitte legte, die mittlere Radwelle kröpfte und auf beiden Seiten je ein Schaufelrad anordnete, s. Fig. 25 und 26. Der Dampfkessel ist bei diesem Schiff ähnlich wie bei dem vorbeschriebenen auf das Vorderschiff verlegt; seine Heizfläche beträgt 88 qm, die Rostfläche 3 qm, der Dampfdruck 8 at. Die Verbundmaschine arbeitet mit Einspritzkondensation und leistet rd. 220 PS_i, womit eine Geschwindigkeit von 8,4 Knoten erreicht wird. Die Räder von 3,9 m äußerem Durchmesser haben je 9 feste Holzschaufeln von 2,1 m Länge und 0,6 m Breite. Die Versteifung in der Längsrichtung des Schiffkörpers ist ähnlich wie bei »Valérie« durchgeführt. Außer der Besatzung und etwaigen Fahrgästen können rd. 250 t Fracht untergebracht werden.

Mit Motorbooten war die Ausstellung zur Zeit meines Besuches noch recht mangelhaft beschickt, was eigentlich bei der Bedeutung der französischen Motorbootindustrie verwunderlich ist. Die wenigen Vertreter dieses Fachgebietes traten daher um so mehr hervor, trotzdem sie vom technischen Standpunkte wenig Neuartiges boten. Die Société anonyme des anciens établissements Panhard & Levassor hat das in Fig. 27 und 28 dargestellte Motorboot, das für den behördlichen Hafendienst in Brest bestimmt ist, ausgestellt. Das Boot ist 8 m lang, 1,85 m breit und wird von einem schräg gelagerten vierzylindrigen Benzinmotor von 10 PS und 700 Uml./min angetrieben; die Geschwindigkeit beträgt 7 Knoten, der Brennstoffverbrauch 0,475 kg/PS-st. Der Schiffskörper ist vollständig aus Holz kraweel gebaut; das Vorschiff ist abgedeckt, um das Boot seetüchtiger zu machen, da nach derselben Bauart mehrere Fahrzeuge ausgeführt sind, die als Beiboote für große Seeschiffe dienen sollen. Der an und für sich schon recht leicht gebaute Motor ist auf einem leichten Rahmengestell aus Winkeleisen gelagert, so daß die Belastung des Bootes durch die Antriebvorrichtung sehr gering ist. Motor- und Schraubenwelle sind durch eine dritte Welle mit Gelenkkupplungen miteinander verbunden; die zweiflügelige Schraube hat 0,5 m Dmr. Der Motor und die Umkehrvorrichtung werden vom Steuermannstand aus bedient.

Fig. 27 und 28. Motorboot von Panhard & Levassor.



Haupt- und Hülfsmaschinen für Schiffe werden auf der Ausstellung nur an einzelnen Stellen teils in Modellen, teils in natürlicher Ausführung gezeigt; aber fast alles sind ältere Konstruktionen.

Eine neue Vorrichtung zum Entfernen der Asche aus den Heizräumen von Dampfern haben Brouquière & Baze in Saléchan, Hautes Pyrénées, ausgestellt. Die heute auf Schiffen zum Beseitigen der Asche üblichen mechanischen Einrichtungen geben zu mancherlei Unzuträglichkeiten Anlaß. Wenn, wie es meistens bisher geschieht, die Asche mittels besonderer Winden oder Ejektoren aus dem Heizraume gefördert wird, kann sie erst in einiger Höhe über dem Wasserspiegel ausgeschüttet werden. Hierbei ist es unvermeidlich, daß der Wind die feinen Aschenteile über das Schiff hinwegträgt und Teile des Decks sowie, wenn etwa Fenster offen gelassen sind, die inneren Räume beschmutzt werden.

Durch die in Fig. 29 und 30 dargestellte Vorrichtung sollen diese Nachteile beseitigt werden, indem die Asche unmittelbar durch den Schiffboden in das Wasser entleert wird. Die Vorrichtung besteht aus einem trichterförmigen gußeisernen Behälter, der in die Flurplatten des Kesselraumes in der Nähe der Feuerungen eingefügt ist und nach unten in einen mit dem Schiffboden verschraubten gußeisernen Rohrstutzen übergeht. Der Eintritt des Meerwassers von unten kann durch ein von den Flurplatten des Heizraumes zu bedienendes Absperrventil abgeschlossen werden. Dieser Verschluß ist jedoch nur für den Notfall vorgesehen; denn im gewöhnlichen Betriebe drückt das in eine untere Kammer *a*, Fig. 29, von unten eingeströmte Meerwasser eine Klappe *b* fest gegen den unteren Teil des trichterförmigen Behälters *c* und verhindert so den Wasserzutritt zu letzterem. Die Asche wird nun durch die vom Schieber *d* verschlossene Oeffnung in den Raum *c* geschüttet; der Schieber *d* wird durch einen Druckwasserkolben, der durch einen mit der Hand zu bewegenden Hahn gesteuert wird, in die Höhe geschoben, wie aus Fig. 29 näher ersichtlich ist. Wenn der Raum *c* voll ist, wird zunächst die obere Oeffnung durch den Schieber *d* wieder geschlossen. Dann läßt man durch die

Leitung *e* Meerwasser in den Behälter *c* einströmen, während zugleich die Luft durch einen geöffneten Hahn nach oben entweicht. Die Klappe *b* wird nun mittels eines zweiten Druckwasserkolbens *f* geöffnet und vom Deckel des Behälters *c* etwas Druckwasser in den Aschenraum gelassen. Hierdurch wird der Druck im Raume *c* größer als der Gegendruck des Meerwassers von unten, und die Asche fällt durch den Schiffboden. Um größere Aschenstücke zu zerkleinern, ist im trichterförmigen Teile des Aschenbehälters noch eine Brechwalze angebracht, deren senkrechte Welle durch den Behälterdeckel durchgeführt ist, und die entweder mit der Hand oder durch eine besondere Dampfmaschine angetrieben wird. Sobald die Asche entfernt ist, wird die Druckwasserleitung geschlossen, worauf die als hohler Schwimmkörper ausgebildete Klappe *b* teilweise unter dem Druck einer Feder, teilweise durch den Auftrieb gehoben wird und den Trichter unten schließt. Das noch im Raume *c* befindliche Wasser wird durch die Leitung *g* in die Bilge entleert; auch kann bei *a*, Fig. 30, ein Injektor angeordnet werden, durch den das Wasser seitlich über Bord gedrückt wird.

Vorrichtung von Brouquière & Baze zum Entfernen der Asche.

Fig. 29.

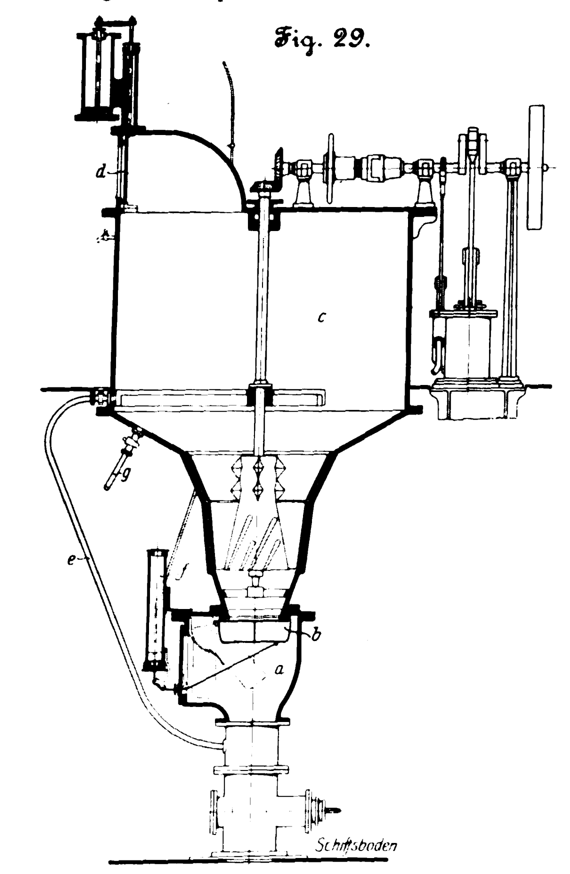
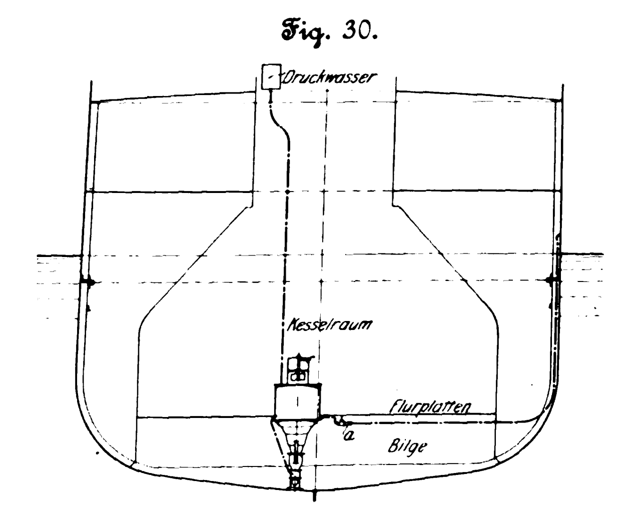


Fig. 30.



Der Grundgedanke der Vorrichtung, die Asche nach unten zu entfernen, ist jedenfalls ganz gut; doch fragt es sich, ob die Konstruktion in Rücksicht auf ihre Verwendung im Heizraume nicht etwas zu empfindlich und im Betriebe zu umständlich ist.

Jeder Besucher der Ausstellung wird wohl von dem Stande der Société anonyme du Canal des Deux-Mers angezogen werden, welche in zahlreichen Karten, Modellen und graphischen Darstellungen eine Uebersicht über den gewaltigen Plan gibt, den Golf von Biscaya mit dem von Lyon durch einen selbst für größte Schiffe befahrbaren Binnenkanal zu verbinden. Wenngleich das Unternehmen heute noch nicht über die vorbereitenden Arbeiten hinaus gediehen ist, so scheint die endgültige Ausführung doch immer greifbarere Gestalt anzunehmen, so daß es sich verlohnt, mit einigen Worten die Grundzüge der vorliegenden Entwürfe zu streifen.

Der Kanal soll seinen Ausgang auf der atlantischen Seite im Becken von Arcachon nehmen, von hier das Gebiet der »Landes« durchqueren und etwas unterhalb Bordeaux in die Garonne gelangen. Weiter folgt die Linienführung zunächst der Garonne und dann im wesentlichen dem bereits bestehenden, aber nur für kleine Schiffe befahrbaren Kanal du Midi. In Toulouse soll ein größerer Binnenhafen angelegt werden. Bei Narbonne mündet der Kanal in die Lagune von Bages, wo nur eine Fahrrinne zu vertiefen ist, und endet schließlich bei dem Oertchen la Nouvelle, wo die schmale Landzunge, welche die Lagune vom Mittelmeer trennt, durchstochen werden soll. Die Länge der ganzen Wasserstraße von Meer zu Meer beträgt rd. 450 km. Das Kanalprofil soll in der Wasserlinie 70 m, in der Sohle 50 m breit werden; die Tiefe soll in den Schleusen, von denen etwa 12 nötig werden, 10 m, auf der übrigen Strecke 9 m betragen. Sehr viel verspricht man sich von der Anwendung von Schiffshebewerken, von denen auch einige Modelle ausgestellt sind.

Den Hauptvorteil aus dem Kanal in wirtschaftlicher Hinsicht würden die Stadt Bordeaux und die an ihm gelegene Städte ziehen. Ausschlaggebend für die Ausführung ist jedoch der taktische Wert des Kanales, da bei der Anlage vor allem auf die Kriegführung Rücksicht genommen werden soll; denn was Gibraltar im Kriegsfall im Besitz einer Frankreich feindlichen Macht bedeuten würde, liegt auf der Hand. Die Baukosten für den Kanal sind auf 950 Mill. frs geschätzt, wobei aber nur eine Herstellzeit von 5 Jahren in Ansatz gebracht ist, da der Entwurf vorsieht, gleichzeitig rd. 50000 Arbeiter bei der Bauausführung zu beschäftigen.

Bei einer Schiffahrtausstellung durften natürlich auch die großen Häfen des Ausstellungslandes nicht fehlen, und es muß anerkannt werden, daß es die Handelskammern der größeren französischen Häfen verstanden haben, den Besuchern ein recht einheitliches Bild vorzuführen. Aus den Ausstellungen der Häfen von Marseille, le Hâvre, Rouen, Bordeaux, Nantes, Cette usw. läßt sich ein guter Ueberblick vom Standpunkte des Technikers über die Anlage und den Ausbau der Häfen und über die Ausgestaltung der zugehörigen technischen Betriebe gewinnen. Aus dem reichhaltigen in Zahlentafeln und Diagrammen beigefügten statistischen Material geht die Bedeutung des Verkehrs in den einzelnen Häfen hervor. Marseille steht natürlich in bezug auf die Größe des Schiffsverkehrs an erster Stelle; der zweitgrößte französische Hafen Frankreichs — le Hâvre — übertrifft es jedoch hinsichtlich seiner technischen Hafeneinrichtungen, die namentlich in den letzten Jahren nach jeder Richtung hin vervollkommnet worden sind.

Bereits zu Anfang dieses Berichtes habe ich betont, daß die Ausstellung zur Zeit meines Besuches weit davon entfernt war, fertig zu sein. Es ist zu bedauern, daß sich, wie die bis jetzt vorliegenden Mitteilungen erkennen lassen, an diesem Zustand auch bis Ende Juli d. J. nicht viel geändert hat. Man kann daher wohl annehmen, daß selbst gegenüber dem Stande gegen Ende der Ausstellung diese Zeilen, in denen versucht worden ist, eine Uebersicht über die bemerkenswerten Einzelheiten zu geben, keine allzugroßen Lücken aufweisen werden.

Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses.

Von **A. Nägel**, Dresden.

(Schluß von S. 1413)

Verlauf und Berechnung einer Versuchsreihe.

Jede Versuchsreihe wurde mit konstantem Kompressionsverhältnis und mit konstanter Bremsbelastung durchgeführt. Verändert wurde für die einzelnen Versuche derselben Reihe nur das Mischungsverhältnis.

Die Gasglocke wurde mit Generatorgas oder Leuchtgas im allgemeinen vollständig gefüllt. Dann ließ man die Glocke unter vollständiger Absperrung etwa 12 st stehen, um der vollkommenen Diffusion des Gases sicher zu sein.

Die Kalorimetrierung des Gases fand meist unmittelbar vor den Versuchen, selten sofort danach statt. Als maßgebender Heizwert für die weitere Berechnung wurde ein Mittelwert aus mindestens 2, meist aus 3 Einzelkalorimetrierungen angenommen. Das Verbrennungswasser des Kalorimeters wurde während aller Kalorimetrierungen desselben Gases gesammelt und durch Wägung in einem tarierten Glaszylinder bestimmt.

Nach Beendigung der Kalorimetrierung wurde die Maschine mit spielendem Regler in Betrieb gesetzt. Das Kompressionsverhältnis und die Bremsbelastung waren vorher auf den gewünschten Betrag eingestellt. Zunächst wurde die Bremse durch Einstellen der Erregung zum Einspielen gebracht. Die Versuchsreihe wurde meist mit dem kleinsten Mischungsverhältnis, selten mit dem größten begonnen. Die Einstellung geschah mit dem Mischungszeiger. Gas- und Luftuhren waren vorher genau auf den normalen Wasserstand gefüllt. Während der Versuche ließ man einzelne Tropfen Wasser in zeitlichen Abständen von etwa 1/2 sk zufließen, und versicherte sich des entsprechenden tropfenden Abflusses am Kingschen Ueberlauf. Der Wasserbehälter der Piezometer zur Messung von Luft- und Gasüberdruck vor und hinter den Uhren wurde bis zur Nullmarke der Skala angefüllt.

Während das richtige Mischungsverhältnis eingeregelt wurde, begann man mit dem Einstellen der Kühlwassermengen, bis der Ausfluß des Kühlwassers vom Mantel 50°, vom Zylinderkopf 40° C aufwies. Sobald dies erreicht war, stellte man den Regler fest und regelte nun an der Gemischdrosselklappe die Umlaufzahl nach dem Bifluidtachometer und gleichzeitig an der Erregung die Bremse genau ein. Sobald die Uhr das nächste Fünfminuten-Zeichen gab, begann der erste Versuch.

Jeder Versuch wurde mindestens über 20 min ausgedehnt, wobei man sich an der Gleichmäßigkeit der Gas- und Luftuhr-Ablesungen und der Beobachtungen der Kühlwassertemperatur von dem hinreichend guten Beharrungszustand des Motors überzeugte. Nach Abschluß des Versuches wurde unter Beobachtung des Mischungsverhältniszeigers die nächste Stufe des Mischungsverhältnisses eingeregelt, indem man Gas- oder Lufthahn verstellte. Gleichzeitig wurde die normale Umlaufzahl $n = 220$ an der Reglerschraube c, Fig. 6 (S. 1409), hergestellt und die Kühlwassermenge an den betreffenden Hähnen so bemessen, daß die gewünschten Auslauftemperaturen von 40° und 50° erreicht wurden. Diese Umstellung des Motors wurde nach erlangter Uebung in 10 min mit Sicherheit bewerkstelligt, worauf der nächste Versuch seinen Anfang nahm. Zwischen den einzelnen Versuchen wurden die Gasproben zur Analyse entnommen. Das Ende der Versuchreihe wurde entweder durch den Verbrauch des Gasvorrates oder durch das größtmögliche Mischungsverhältnis bedingt. Im allgemeinen war man bestrebt, die Einzelversuche hinsichtlich des Mischungsverhältnisses in einen solchen gegenseitigen Abstand zu legen, daß beide Umstände etwa gleichzeitig eintraten. Die obere Grenze für das mögliche Mischungsverhältnis war in den untersuchten Bereichen nie durch das Aufhören der Zündfähigkeit gegeben, sondern stets dadurch, daß bei der geforderten Effektivleistung das Zylinderhubvolumen nicht groß genug war, um die notwendige Menge Brenngas mit einer Luftmenge aufzunehmen, die einem noch wesentlich größeren Mischungsverhältnis entsprochen hätte.

Nach den Versuchen wurden zu gelegener Zeit eine oder zwei Gasproben analysiert. Die Eichung der benutzten Indikatorfedern beschloß die Reihe der zur Durchführung der Berechnung notwendigen Messungen.

Die Berechnung begann mit der Festsetzung der effektiven und der indizierten Leistung N_e und N_i. Der stündliche Gas- und Luftverbrauch wurde auf den Normalzustand — 1 at Druck und 15° C Temperatur — umgerechnet und lieferte hierdurch die Werte G und L. Der Quotient $\frac{L}{G}$ ist das Mischungsverhältnis μ. Die Auspuffgasmenge ergibt sich nach der Beziehung

$$Z = G(1-\alpha) + L = G(1-\alpha+\mu),$$

wobei α die Verminderung der Molekülzahl durch die Verbrennung berücksichtigt und aus der Analyse des Betriebsgases nach der Formel

$$\alpha = {}^1/_2\,(CO' + H_2' - C_2H_6' - C_6H_6')$$

gewonnen wird. Der gesamte stündliche Wärmeaufwand beträgt in WE

$$W = G\,H_u,$$

wenn H_u den kalorimetrisch bestimmten unteren Heizwert des Gases bezeichnet. Dieser Wärmeaufwand W teilt sich im Arbeitsvorgang der Gasmaschine in folgende Zweige Q:

1) die indizierte Leistung $Q_i = 632{,}3\,N_i$,
2) die ins Kühlwasser abgeführte Wärmemenge Q_k,
3) die in den Auspuffgasen abgeführte Wärmemenge Q_a,
4) den Rest $Q_r = W - Q_i - Q_k - Q_a$.

Die Kühlwasserwärme Q_k ergibt sich aus den stündlichen Kühlwassermengen für Zylinderkopf und Zylindermantel und aus den Unterschieden zwischen Einlauf- und Auslauftemperatur des Kühlwassers. Die Auspuffwärme Q_a ist das Produkt der Auspuffgasmenge Z, der spezifischen Wärme $[C_p]_{20}^{\vartheta_a}$ der Auspuffgase und der Differenz $(\vartheta_a - 20)$, um welche die Temperatur ϑ_a des Auspuffgases sich von der Ausgangstemperatur $\vartheta_0 \infty 20^0$ von Luft und Gas unterscheidet.

Der Wert Q_r umfaßt die durch Strahlung des Zylinders und Kolbens verlorengehende Wärme, die durch unverbrannte Bestandteile der Auspuffgase dargestellte Wärmemenge und den Einfluß der Meßfehler. Die klare Gesetzmäßigkeit, mit welcher Q_r sich innerhalb jeder Versuchsreihe ändert, ist ein Beweis dafür, daß die sämtlichen Messungen mit einem außerordentlich stetigen Genauigkeitsgrad durchgeführt worden sind.

Um die einzelnen Zweigströme Q der Wärmemenge W in ihrem gegenseitigen Größenverhältnis vergleichen zu können, sind die Werte q berechnet worden, welche die Wärmemengen Q in Bruchteilen der Gesamtwärme W darstellen. Hierbei ist

$$q_e = \frac{632{,}3\,N_e}{W} = \eta_{th}$$

gleichzeitig der thermische Wirkungsgrad des Motors. Ferner ist

$$q_i = \frac{Q_i}{W}; \quad q_k = \frac{Q_k}{W}; \quad q_a = \frac{Q_a}{W}; \quad q_r = \frac{Q_r}{W}$$

und

$$q_i + q_k + q_a + q_r = 1.$$

Man pflegt als Maßstab für die thermische Ausnutzung einer Wärmekraftmaschine diejenige Anzahl W_e oder W_i von Wärmeeinheiten anzugeben, welche bei den jeweiligen Betriebsbedingungen zur Erzeugung einer effektiven oder indizierten Leistung von 1 PS während einer Stunde notwendig ist. Demnach ist

$$W_e = \frac{W}{N_e} = \frac{632{,}3}{q_e}$$

und

$$W_i = \frac{W}{N_i} = \frac{632{,}3}{q_i}.$$



Diagrammatische Darstellung der Versuchsergebnisse.

Die wichtigste Wertziffer betrifft den Verbrauch an Brennstoff oder an Wärme für die Arbeitseinheit. Hier konnte man zweifelhaft sein, ob man die effektive oder die indizierte Pferdestärkenstunde als Arbeitseinheit wählen sollte. Wenn sich die früheren Forscher meist für die indizierte entschieden haben, so mag das darin seinen Grund haben, daß die angewandte Bremse mangelhaft war und der Indizierung das größere Maß von Vertrauen zukam. Bei den vorliegenden Versuchen ist aber durch Anwendung der Wirbelstrombremse die Effektivleistung ganz sicher mit weit größerer Genauigkeit gemessen worden, als die indizierte Leistung durch irgend einen Indikator bei Gasmaschinen festgestellt werden könnte. Die Unempfindlichkeit der Bremswage beträgt während des Betriebes weniger als 10 g bei der größten Belastung. Diese Unempfindlichkeit entspricht bei 220 Uml./min einer Unsicherheit in der Messung der effektiven Leistung von 0,0037 PS, welche man in jedem Falle vernachlässigen kann. Bei solchen Bremsergebnissen erschien es angezeigt, die Einheit der Effektivleistung der graphischen Behandlung zugrunde zu legen.

Es wurde somit der Wärmeverbrauch W_e des Motors für 1 PS_e-st als Wertziffer gewählt.

Diese Wertziffer W_e mußte in den Schaulinien von dem jeweiligen Mischungsverhältnis abhängig gemacht werden. Bei den ersten Versuchsreihen, wo nur Generatorgas von annähernd gleichen Heizwerten zur Verwendung kam, wurde ohne weiteres das Mischungsverhältnis μ zur Abszisse gewählt, während W_e die Ordinate darstellte. Um dann Generatorgase mit verschiedenem Heizwert zu vergleichen, zeichnete man W_e als Ordinate über dem Luftüberschuß $(\mu - \mu_{ch})$ als Abszisse auf. Die Unsicherheit, die den aus der Analyse des Gases gewonnenen Werten des chemisch erforderlichen Mischungsverhältnisses μ_{ch} anhaftete, bewirkte, daß die Kurven der einzelnen Reihen sich in dieser Darstellung wagerecht gegeneinander verschoben zeigten, während sie der Form nach gute Uebereinstimmung besaßen.

Um sich von der Bestimmung von μ_{ch} unabhängig zu machen und die Versuche mit Gasen ganz verschiedener Heizwerte miteinander vergleichen zu können, wurde als Abszisse dasjenige Gemischvolumen m eingeführt, das einem unteren Heizwert von 1000 WE entspricht. Mit der Abszisse

$$m = \frac{1+\mu}{H_u}\,1000$$

sind sämtliche Versuche aufgezeichnet worden, indem über der Abszisse m der Ordinatenwert W_e jedes Versuches aufgetragen und die Verbindungskurve aller W_e-m-Punkte jeder Versuchsreihe gezogen wurde. Jede W_e-m-Kurve stellt also das Hauptergebnis einer Versuchsreihe dar.

Für die vorliegende Untersuchung sind im ganzen 34 Versuchsreihen mit insgesamt 195 Einzelversuchen durchgeführt worden. Die Versuchsreihen verteilen sich auf die einzelnen Versuchsbedingungen in folgender Weise:

A) Generatorgas: $H_u = 1013$ bis 1310 WE.

I. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 8{,}16$.
 a) N_e = rd. 2 PS: Versuchsreihe 21 bis 25.
 b) N_e = rd. 3,25 PS: Versuchsreihe 26 bis 31.
 c) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihen 1 bis 3; 4 bis 6; 7 bis 10; 40 bis 43; 44 bis 48; 49 bis 54; 75 bis 78; 106 bis 110; 188 bis 194.
 d) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihen 11 bis 14; 18 bis 20; 183 bis 187.
 e) N_e = rd. 7,5 PS: Versuchsreihe 15 bis 17.

II. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 6{,}58$.
 a) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihe 143 bis 149.
 b) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 150 bis 154.

III. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 5{,}17$.
 a) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihen 32 bis 35; 36 bis 39; 55 bis 60.
 b) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 61 bis 65.

IV. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 4{,}58$.
 a) N_e = 4 PS: Versuchsreihe 132 bis 137.
 b) N_e = 6 PS: Versuchsreihe 138 bis 142.

V. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 3{,}63$.
 a) N_e = 4 PS: Versuchsreihe 124 bis 128.
 b) N_e = 6 PS: Versuchsreihe 129 bis 131.

B) Leuchtgas: $H_u = 3810$ bis 4483 WE.

I. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 8{,}16$.
 a) N_e = rd. 2 PS: Versuchsreihe 89 bis 96.
 b) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihe 79 bis 83.
 c) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 84 bis 88.

II. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 6{,}58$.
 a) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihe 162 bis 168.
 b) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 155 bis 161.

III. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 4{,}58$.
 a) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihe 175 bis 182.
 b) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 169 bis 174.

IV. Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 3{,}63$.
 a) N_e = rd. 4 PS: Versuchsreihe 111 bis 117.
 b) N_e = rd. 6 PS: Versuchsreihe 118 bis 123.

C) Gasgemische.

Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 8{,}16$; $N_e = 4$ PS.
I. 0,7 Generatorgas, 0,3 Leuchtgas: Versuchsreihe 66 bis 74.
II. 0,5 Leuchtgas, 0,5 Kohlensäure: Versuchsreihe 97 bis 105.

Bei der Aufzeichnung der W_e-m-Kurven sind all diese Versuche der besseren Uebersicht wegen nach 2 Gesichtspunkten gruppiert worden, erstens nach dem Kompressionsverhältnis ε, zweitens nach der effektiven Leistung N_e.

Dementsprechend umfaßt
Fig. 11 die Leuchtgas- und Generatorgasversuche bei $\varepsilon = 8{,}16$,
» 12 » » » » » $\varepsilon = 6{,}58$,
» 13 » » » » » $\varepsilon = 5{,}17$,
» 14 » » » » » $\varepsilon = 4{,}58$,
» 15 » » » » » $\varepsilon = 3{,}63$.

Ferner enthält
Fig. 16 die Leuchtgas- und Generatorgasversuche bei $N = 4$ PS,
» 17 » » » » $N = 6$ ».

Jede der Figuren 11 bis 15 enthält die W_e-m-Diagramme, welche bei dem betreffenden Kompressionsverhältnis mit verschiedenen Gasarten und verschiedener Effektivleistung erzielt wurden. Die durch kleine Kreise bezeichneten Punkte entsprechen unmittelbar dem aus dem Versuchsergebnis errechneten Wertepaar W_e-m. Die Leuchtgaslinien sind ausgezogen, die Generatorgaslinien gestrichelt gezeichnet. In entsprechender Weise umfassen die Figuren 16 und 17 die Linien der Versuche mit 4 und 6 PS Effektivleistung bei beiden Gasarten und verschiedenen Kompressionsverhältnissen.

Beim ersten Teil der Versuchsreihen war die Absicht bestimmend, die Abweichungen zu ermitteln, die die chemische Eigenart des Betriebsgases in der Kurve der W_e-m-Punkte zur Folge hat. Aus diesem Grunde ist eine große Anzahl der Versuche bei derselben Leistung $N_e = 4$ PS und bei demselben Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 8{,}16$ durchgeführt worden. Da die Aufzeichnung aller Reihenkurven, die diesen Betriebsbedingungen entsprechen, in den Figuren 11 und 16 die Uebersichtlichkeit verwischt haben würde, sind sie in einer besondern Figur 18 vollzählig zusammengestellt worden, und die Figuren 11 und 16 enthalten nur die typischen Versuchsreihen. In Fig. 18 sind auch diejenigen Versuche eingetragen, welche mit einem Gemisch aus Leuchtgas und Generatorgas (Versuch 66 bis 74) und mit einem Gemisch aus Leuchtgas und Kohlensäure (Versuch 97 bis 106) angestellt worden sind.

Der gegenseitige Abstand, um welchen die W_e-m-Kurven der verschiedenen Betriebsgase unter sonst gleichen Betriebsbedingungen voneinander entfernt verlaufen, ist auf den Einfluß der chemischen Verschiedenheit der Gasarten zurückzuführen. Dieser Einfluß äußert sich erstens in der Verschiedenheit der Zündgeschwindigkeit, welche bei gleichen m-Werten den Ladungsgemischen der einzelnen Gase eigentümlich ist. Zweitens haben die Verbrennungsprodukte der verschiedenen Gasladungen bei gleichen m-Werten verschieden hohe spezifische Wärme, durch welche der Temperaturverlauf des Gasmaschinenprozesses je nach der Wahl des

Fig. 11. W_e-m-Linien für $\varepsilon = 8{,}16$.

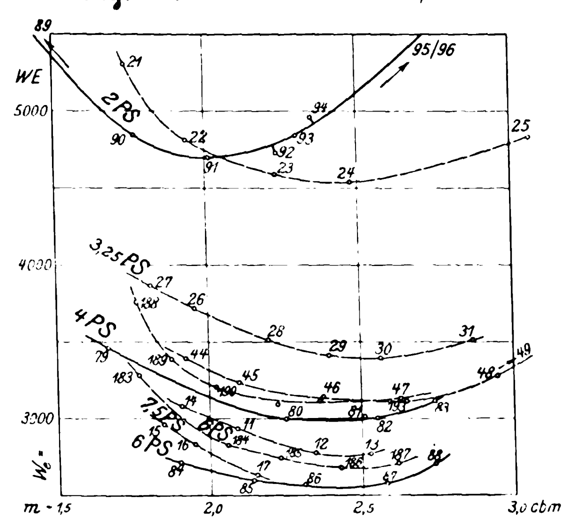


Fig. 12. W_e-m-Kurven für $\varepsilon = 6{,}58$.

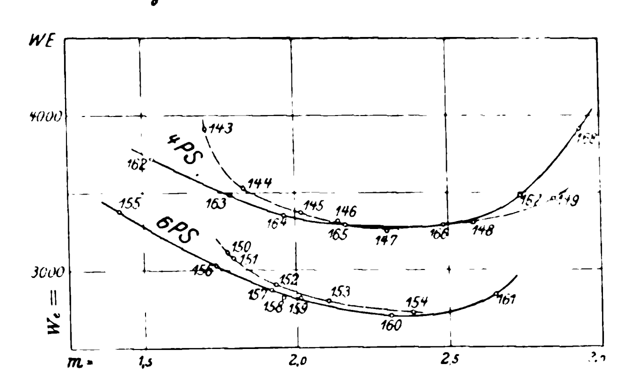


Fig. 13. W_e-m-Kurven für $\varepsilon = 5{,}17$.

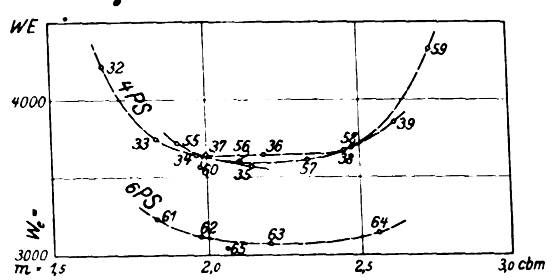


Fig. 14. W_e-m-Kurven für $\varepsilon = 4{,}58$.

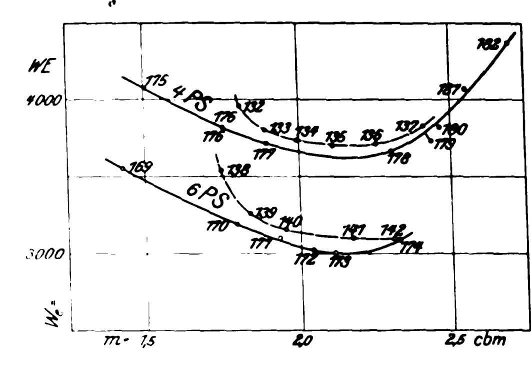
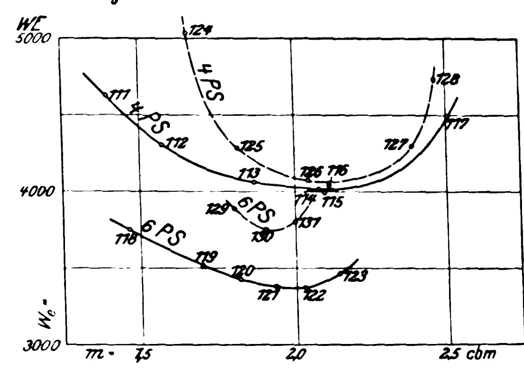


Fig. 15. W_e-m-Kurven für $\varepsilon = 3{,}63$.



Betriebsgases bei gleichen m-Werten verschieden ausfällt. Dieser letztere Einfluß ist bei einer Anzahl von Versuchsreihen rechnerisch verfolgt worden, wodurch sich seine Abhängigkeit von der chemischen Beschaffenheit der Gasladung, insbesondere von dem Wasserdampf- und Kohlensäuregehalt der Verbrennungsprodukte, hinreichend bestätigt hat.

Mit Veränderung des Mischungsverhältnisses verändert sich im allgemeinen auch die Ansaugemenge $G + L$ und mit ihr der Kompressions-Enddruck p_k. Dieser beeinflußt den Wert W_e in doppelter Weise: Erstens wird mit höherem Kompressionsdruck nach der Elementartheorie des Gasmaschinenprozesses unter sonst gleichen Umständen der thermische Wirkungsgrad verbessert. Zweitens verändert sich mit wachsendem Kompressionsdruck die Zündgeschwindigkeit der Ladung, wodurch der Wirkungsgrad des Prozesses und damit die Wertziffer W_e sowohl in vorteilhafter als auch in unvorteilhafter Richtung beeinflußt werden kann. Auf jeden Fall wäre es lehrreich gewesen, die Einflüsse des

Fig. 18. W_e-m-Kurven für $N_e = 4$ PS und $\varepsilon = 8{,}16$.

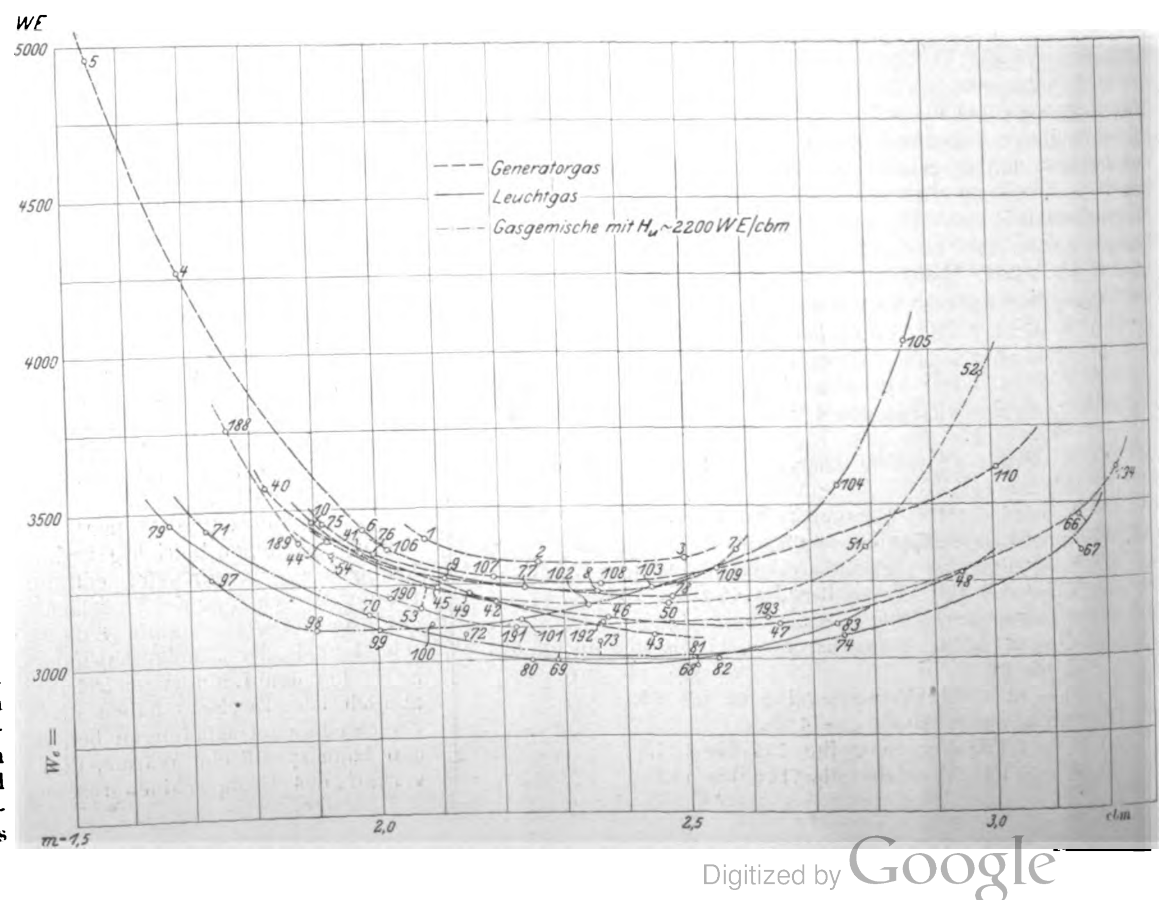


Fig. 16. W_e-m-Kurven für $N_e = 4$ PS.

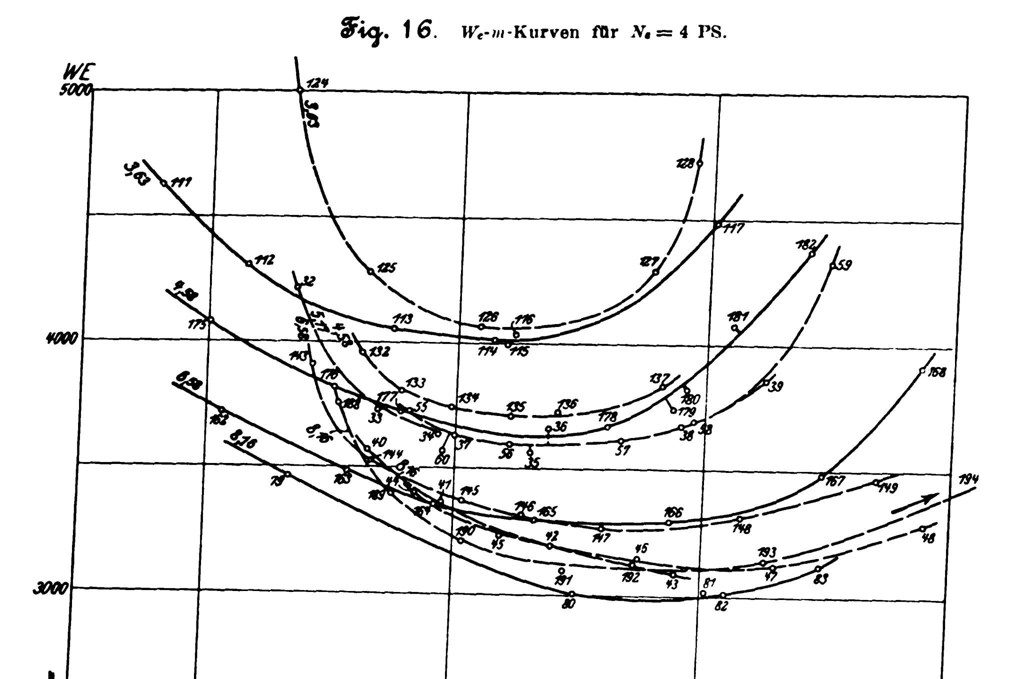
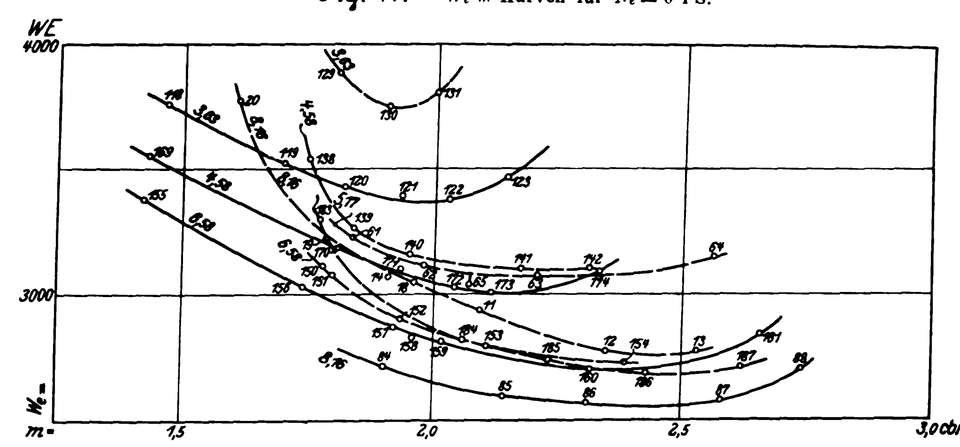


Fig. 17. W_e-m-Kurven für $N_e = 6$ PS.

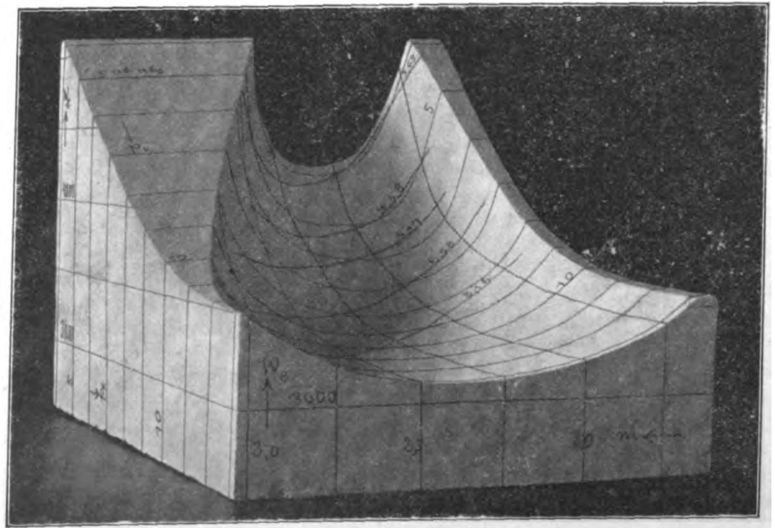


Kompressionsdruckes dadurch auszuschalten, daß man die Kurven gleicher Effektivleistung bei unveränderlichem Kompressions-Enddruck p_k anstatt bei unveränderlichem Kompressionsverhältnis ε aufgenommen hätte. Da das unmittelbare Versuchsverfahren weder so leicht noch so genau durchzuführen gewesen wäre, wurde versucht, aus den Kurven gleichbleibender Kompressionsverhältnisse solche gleichbleibender Kompressionsdrücke p_k zu konstruieren. Bei den Versuchsreihen mit Generatorgas und $N_e = 4$ PS wurde zu diesem Zweck ein räumliches Darstellverfahren angewandt.

Das Verfahren begann damit, auf Millimeterpapier die einzelnen Reihenkurven für die Koordinaten m und p_k aufzuzeichnen. In jedem Versuchspunkte m, p_k wurde dann der zugehö-

Fig. 19.

Darstellung der Beziehung zwischen m, p_k und W_e für $N_e = 4$ PS und Generatorgas.



rige W_e-Wert durch einen senkrechten Draht vermerkt, dem man eine dem Werte W_e entsprechende Länge gegeben hatte.

Die Reißbrettebene entsprach dem W_e-Werte von 2500 WE. Um die Diagrammfläche der Drahtendpunkte räumlich ausführen zu können, wurde auf das Brett ein Gipsbrei von solcher Dicke aufgetragen, daß alle Drahtenden unter seiner Oberfläche verschwanden. Nach dem Erstarren des Gipses wurde dessen Oberfläche bis zum Durchblicken der Drahtenden ausgearbeitet. An dem entstandenen Modell, welches Fig. 19 im Bilde zeigt, wurden die Kurven zwischen W_e und m bei gleichbleibendem p_k dadurch gewonnen, daß man die Muldenfläche mit den Ebenen konstanter p_k-Werte zum Schnitt brachte.

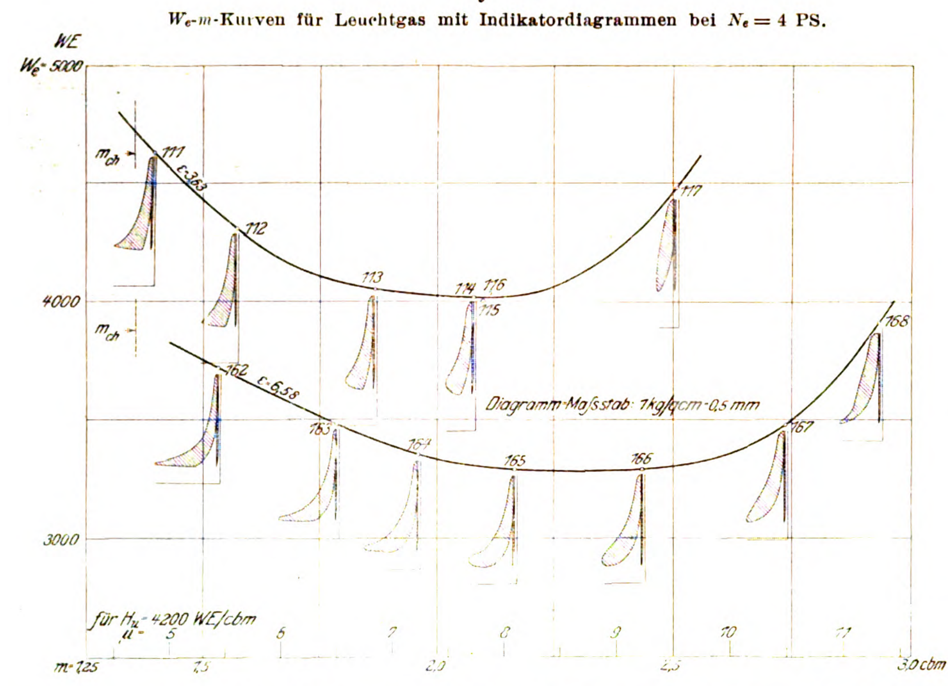
Bei der Auswahl der Leistung zu den vorliegenden Versuchen mag es auffallen, daß meist kleinere Belastungen der Maschine angewandt worden sind. Dies hat seinen Grund darin, daß bei größeren Leistungen das verfügbare Hubvolumen die Veränderlichkeit des Mischungsverhältnisses auf sehr enge Grenzen beschränkte; bei kleineren Leistungen dagegen konnte man es innerhalb eines weiten Bereiches verändern. Deshalb boten die Versuche mit mäßiger Leistung eine viel reichere Ausbeute als diejenigen mit hoher Belastung.

Erörterung der Versuchsergebnisse.

Das hauptsächlichste Ergebnis der Versuche ist die Tatsache, daß die untersuchte Maschine unter den verschiedensten Betriebsbedingungen den geringsten spezifischen Wärmeverbrauch bei einem viel größeren Mischungsverhältnis ergibt, als der zur Verbrennung chemisch notwendigen Luftmenge entspricht. Der Grund hierfür könnte zunächst in einer mangelhaften Mischung von Gas und Luft gesucht werden. Unter dieser Annahme wäre ein gewisser Luftüberschuß notwendig, um jedem Gasteilchen in seiner unmittelbaren Umgebung mindestens die chemisch erforderliche Luftmenge zu sichern. Diese Erklärung erweist sich jedoch nach zwei Richtungen hin als unmöglich. In den W_e-m-Kurven findet sich der geringste Wärmeverbrauch sowohl für Leuchtgas als auch für Generatorgas für jedes Kompressionsverhältnis bei annähernd gleichen m-Werten Wenn man hierbei die Verschiedenheit der Werte für die Mischungsverhältnisse in Betracht zieht und gleichzeitig bedenkt, daß für die beiden Gasarten ganz verschiedene Mischventile in Gebrauch kamen, so müßte man dem Zufall zuviel zu-

Fig. 20.

W_e-m-Kurven für Leuchtgas mit Indikatordiagrammen bei $N_e = 4$ PS.



reihen läßt sich vielmehr als Kennzeichen für den Kleinstwert von W_e für die durch die Versuchsmaschine dargestellte Maschinengattung diejenige Form der Verbrennungslinie anführen, welche nach dem Ende der Kompression im Todpunkte des Kolbens noch eben einen deutlichen augenblicklichen Druckanstieg mit einem derart nach oben abgerundeten Uebergang in die Expansionslinie zeigt, daß etwa nach $^1/_8$ des Hubes reine Expansion ohne weitere deutliche Nachverbrennung angenommen werden kann.

Die Ursache davon, daß die W_e-m-Kurven zunächst sinken, wenn das Mischungsverhältnis vom Werte μ_{ch} bis zum günstigsten Werte μ_{min} ansteigt, wird durch die für einige Versuchsreihen durchgeführte kalorimetrische Untersuchung erschlossen. Es wurden diejenigen Wärmemengen Q berechnet, welche vom Endpunkte 2 der Kompression an bis zum Punkt e der Expansionslinie in der Stunde von der Gasladung ans Kühlwasser bei den verschiedenen Versuchen derselben Reihe abgegeben wurden, wobei der Punkt e durch das Kolbenwegverhältnis $\varepsilon_e = 0{,}3$ bestimmt war. Bis zum Punkt e konnte bei den meisten Versuchen die Verbrennung als vollendet angesehen werden. Man erhielt z. B. bei der Versuchsreihe 106 bis 110 der Reihe nach

$$Q_{\overline{2e}} = 2542,\ 1963,\ 1212,\ 1349,\ 3574 \text{ WE/st.}$$

Die ersten vier Werte, welche in gleicher Reihenfolge den Michungsverhältnissen 1,26, 1,45, 1,65 und 1,86 (bei Generatorgas $H_u = 1122$) entsprechen, zeigen das Sinken des Wärmeverlustes $Q_{\overline{2e}}$ mit ansteigendem Mischungsverhältnis μ.

Da die Berechnung von $Q_{\overline{2e}}$ auf der Annahme vollkommener Verbrennung beruht, liefert sie unrichtige Werte, sobald diese Bedingung nicht erfüllt ist. Dies trifft bei dem letzten Versuch, vielleicht auch schon bei Versuch 109 zu. Bei diesen ergibt die Berechung von $Q_{\overline{2e}}$ zu große Werte, welche außer der abgegebenen Wärmemenge noch diejenige umfassen, die dem Grade der jeweiligen unvollkommenen Verbrennung entspricht.

Der Unterschied in den $Q_{\overline{2e}}$-Werten ist so bedeutend, daß sein Einfluß auf den Wirkungsgrad die Gesetzmäßigkeit trauen, wenn man sich durch ihn in beiden Fällen gerade den zu dieser Gesetzmäßigkeit notwendigen Mangel an vollkommener Mischung bei beiden Mischventilen entstanden dächte. Die Versuche mit den Gasmischungen, denen ein unterer Heizwert von etwa 2100 WE zukam, sind mit einem dritten Mischventil durchgeführt worden und haben ebenfalls den geringsten Wärmeverbrauch an gleicher Stelle ergeben.

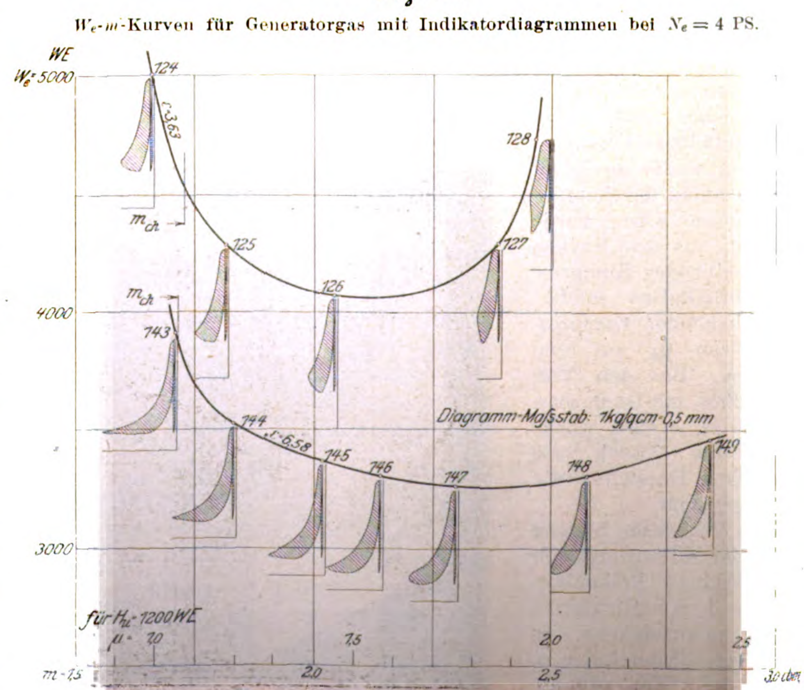
Der zweite Grund liegt in der Ausbildung der zugehörigen Indikatordiagramme. Wenn erst durch den Luftüberschuß die vollkommene Verbrennung der Gasladung ermöglicht würde, könnte die Dauer der Verbrennung durch diesen Luftüberschuß nicht so wesentlich wachsen, wie es die Diagrammreihen nachweisen. Zur leichteren Beurteilung dieser Beziehungen sind die W_e-m-Kurven für $N_e = 4$ PS bei $\varepsilon = 3{,}63$ und $\varepsilon = 6{,}58$ für Leuchtgas in Fig. 20 und für Generatorgas in Fig. 21 in größerem Maßstab aufgezeichnet, wobei jedem Versuchspunkt das zugehörige Indikatordiagramm (auf 0,5 mm Federmaßstab verjüngt) angefügt ist. Aus der Form der Diagramme und aus der Lage der betreffenden Kurvenpunkte ergibt sich die Tatsache, daß der günstigste Betrieb bei ziemlich schleichender Verbrennung eintritt, während die bis zu einer scharfen Explosionsspitze ausgebildeten Diagramme einer ungefähr ebenso unzweckmäßigen Arbeitsweise entsprechen wie die Diagramme, die den andern Grenzfall — größtmögliche Luftmenge — darstellen. Bei diesen findet eine derartig schleppende Verbrennung durch den außerordentlich hohen Luftüberschuß statt, daß nicht einmal am Ende des Expansionshubes die Beendigung der Verbrennung mit Sicherheit angenommen werden kann.

Zur Erklärung der vorliegenden Versuchsergebnisse kommt in erster Linie der Wärmeverlust durch den Kühlmantel und in untergeordneterem Maße der Verlust durch die bei wachsendem Volumen stattfindende Verbrennung in Betracht. Bei den Versuchen mit Luftmangel oder mit außerordentlich hohem Luftüberschuß spielt schließlich der Verlust durch unvollkommene Verbrennung neben den beiden andern eine maßgebende Rolle.

Mit Bezug auf die Form des Indikatordiagrammes ist zunächst an der Hand der Figuren 20 und 21 festzustellen, daß der niedrigste Wärmeverbrauch W_e bei dem untersuchten Motor bei weitem nicht mit den Diagrammen zusammenfällt, die durch eine steil emporschießende Verbrennungslinie ausgezeichnet sind. In Uebereinstimmung aller Versuchs-

Fig. 21.

W_e-m-Kurven für Generatorgas mit Indikatordiagrammen bei $N_e = 4$ PS.



von W_e allein zu erklären vermag. Um diese Erscheinung zu verfolgen, wurde von den Versuchen 44 bis 46 der Temperaturverlauf während der Verbrennungs- und Expansionsperiode $\overline{z_{e4}}$ rechnerisch und zeichnerisch ermittelt.

In Fig. 22 ist die Zeit z oder der Kurbelwinkel ω als Abszisse aufgetragen, so daß der Koordinatenanfang den inneren Todpunkt des Kolbens bezeichnet, in welchem die Zündung erfolgt, Punkt 2 des Diagrammes. Bis zum Diagrammpunkt e ist die Zeit z_e verflossen, zu der die entsprechende Abszissenlänge durch Aufzeichnen des Kurbelgetriebes in irgend einem Maßstabe gefunden wurde. Ebenso wurde die Zeitabszisse des Endpunktes 4 der Expansion bestimmt. In jeder Ordinate wurden die berechneten Temperaturwerte für alle Versuche der Reihe in °C aufgetragen, wodurch sich die eingezeichneten Temperaturkurven ergaben. Während bei Versuch 44 die Temperatur in ihrem Maximum über 1500° C liegt und sich lange Zeit hindurch in den höheren Lagen erhält, steigt sie beim Versuch 47 bis auf etwa 1100° C an. Die zeitliche Mitteltemperatur des Versuches 47 in dem Zeitabschnitt $\overline{z_e}$ liegt daher bedeutend tiefer als beim Versuch 44. Der Wärmeübergang erfolgt außer durch Berührung der Gasladung mit der Wandung noch durch Strahlung, für welche nach Nernst[1]) bei Gasen dieselben Gesetze gelten sollen wie für den schwarzen Körper. Bei diesem ist für die Wärmeabgabe durch Strahlung die vierte Potenz der absoluten Temperatur maßgebend. Wenn dem so ist, oder wenn dieses Gesetz auch nur annähernd gelten sollte, so ist ohne weiteres einzusehen, von welch ausschlaggebendem Einfluß die höchsten Temperaturen des Prozesses und ihre Zeitdauer auf die Wärmeverluste sind.

Fig. 22.

Temperatur der Gasladung während der Periode $\overline{2e4}$ in Abhängigkeit von der Zeit.

Die Temperaturkurven in Verbindung mit den vorstehenden Schlußfolgerungen erklären die Einwirkung, welche die Steigerung des Mischungsverhältnisses auf den Prozeß äußert. Durch ein größeres Mischungsverhältnis wird für die Einheit der zur Entwicklung gelangenden Wärmemenge die dargebotene Wärmekapazität der Gasladung erhöht und damit die Höchsttemperatur der Verbrennung erniedrigt. Mit dieser Erniedrigung sinken die Wärmeverluste, welche die Gasladung durch den Kühlmantel erleidet, und dadurch sinkt der Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit.

Die vorstehende, auf quantitative Untersuchungen gestützte Betrachtung deckt sich im allgemeinen mit den Ansichten, welche Ernst Körting[2]) über den Verbrennungs- und Arbeitsvorgang in der Gasmaschine im Jahr 1886 entwickelt hat.

Neben der erhöhten Wärmekapazität wirkt bei steigendem Mischungsverhältnis noch ein zweiter Faktor auf die Erniedrigung der Höchsttemperatur des Prozesses ein. Mit steigender Verdünnung der Gasladung sinkt die Zündgeschwindigkeit, so daß sich die Verbrennung immer mehr von der abstrakten Annahme, nach der sie bei gleichbleibendem Volumen erfolgt, entfernt, um sich mehr der Verbrennungslinie bei gleichbleibendem Druck zuzuneigen und diese bisweilen noch weit zu unterschreiten. Durch diesen Einfluß auf die Zündgeschwindigkeit wirkt die Vergrößerung des Mischungsverhältnisses im Indikatordiagramm auf die Abrundung und Abstumpfung der Verbrennungsspitze hin und trägt somit dazu bei, die Flächenausbildung des Diagrammes zu verringern.

Es kommt nun darauf an, zwischen beiden einander widerstreitenden Faktoren — der Vergrößerung der Wärmekapazität und der Verminderung der Zündgeschwindigkeit — den richtigen Mittelweg zu finden, welcher die Einheit der Leistung mit der geringsten Wärmemenge erzeugt.

Gemäß der Aufstellung auf S. 1461 sind bei allen Kompressionsverhältnissen die Versuchsreihen für 4 und 6 PS_e durchgeführt worden. Nur in der höchsten Kompressionsstufe, Fig. 11, $\varepsilon = 8{,}16$, sind noch die Leistungsstufen

$$N_e = 2;\ 3{,}25;\ 7{,}5 \text{ PS}$$

für Generatorgas und zum Teil für Leuchtgas in selbständigen Reihen untersucht worden. An dieser Zusammenstellung ist zunächst festzustellen, daß der allgemeine Kurvencharakter bei gleichem Kompressionsverhältnis durch alle Leistungsstufen hindurch derselbe bleibt, und daß der geringste Wärmeverbrauch ungefähr immer bei demselben m-Werte liegt. Der Abstand der Kurven nimmt ab, je höher die Leistung ist. Ferner nimmt mit steigender Leistung der erreichbare Höchstwert von m ab, bis sich schließlich bei der Kurve für $N_e = 7{,}5$ PS nur noch ein kurzes Kurvenstück 15-16-17 ergibt, welches ein starkes Fallen des Wärmeverbrauches mit steigendem Mischungsverhältnis innerhalb des untersuchten Abschnittes anzeigt. Bei Versuch 17 entspricht dem Mischungsverhältnis $\mu = 1{,}695$ bereits ein volumetrischer Wirkungsgrad von $\eta_v = 0{,}95$. Eine weitergehende Steigerung ist ausgeschlossen. Das Mischungsverhältnis erreicht im obigen Werte für diese Leistungsstufe seinen Größtwert. Von einer gewissen Leistung an ist es demnach dem Motor nicht mehr möglich, mit Rücksicht auf den geringsten Wärmeverbrauch das günstigste Mischungsverhältnis anzunehmen. Bei $N_e = 6$ PS erreicht die Maschine für Generatorgas im Versuch 13 zu gleicher Zeit den kleinsten Wärmeverbrauch mit dem größten Mischungsverhältnis $\mu = 1{,}923$. Bei allen Leistungen, welche kleiner als 6 PS sind, kann die Maschine durch Steigerung des Mischungsverhältnisses den Kleinstwert für W_e überschreiten.

Bei gleicher Leistung und verschiedener Kompressionsstufe, Fig. 16 und 17, zeigt sich vor allem die Abnahme des Wärmeverbrauches mit der Erhöhung der Kompression. Zur Erörterung dieser Gesetzmäßigkeit bedient man sich am besten des für $N_e = 4$ PS und für Generatorgas angefertigten Gipsmodelles, Fig. 19. Bei diesem ist der Sinn von m von rechts nach links und derjenige von p_k auf den Beschauer zu gerichtet. Die Beziehung zwischen W_e, m und p_k stellt eine liegende, nach oben konkave Mulde dar, deren tiefste Mantellinie der geometrische Ort der Kleinstwerte von W_e ist. Die geringste Kompression des Modelles ist durch die hintere, dem Beschauer abgewendete Stirnseite dargestellt; sie beträgt rd. 4 kg/qcm abs. Sie wird von der Mulde in einer nach oben sich öffnenden parabolischen Kurve geschnitten, deren beide Aeste sich steil nach oben richten. Je höher der Kompressionsdruck p_k steigt, desto flacher werden die zugehörigen Muldenquerschnitte und desto tiefer liegen ihre Scheitelpunkte. Die vordere Stirnfläche des Modelles entspricht einem absoluten Kompressionsdruck von rd. 13 kg/qcm. Der Scheitelpunkt der Querschnittskurven sinkt mit steigender Kompression in dem durch die beiden Stirnflächen des Modelles gebildeten Abschnitte von rd. 4100 WE auf 3100; er sinkt mit steigender Kompression immer langsamer, so daß bei den höheren Drücken die tiefste Mantellinie der Mulde nur ganz schwach gegen die Horizontalebene geneigt ist. Im Grundriß betrachtet, zeigt die Mantellinie eine schwache Neigung gegen die Ebene gleichbleibender m-Werte, so daß bei wachsendem Kompressionsdruck dem geringsten Wärmeverbrauch immer größere Mischungsverhältnisse zugeordnet sind, was in höherem Maße für $N_e = 6$ PS in Fig. 17 zutrifft.

Die Mulde des Modelles zeigt, daß bei größerer Kompression der Wärmeverbrauch lange nicht mehr in so hohem Maße vom Mischungsverhältnis abhängig ist wie bei niedriger Kompression, bei welcher die Zone des verhältnismäßig rationellen Mischungsverhältnisses sehr eng begrenzt ist. In

[1]) W. Nernst, Physikalische Zeitschrift 1904 S. 777.
[2]) Z. 1886 S. 737

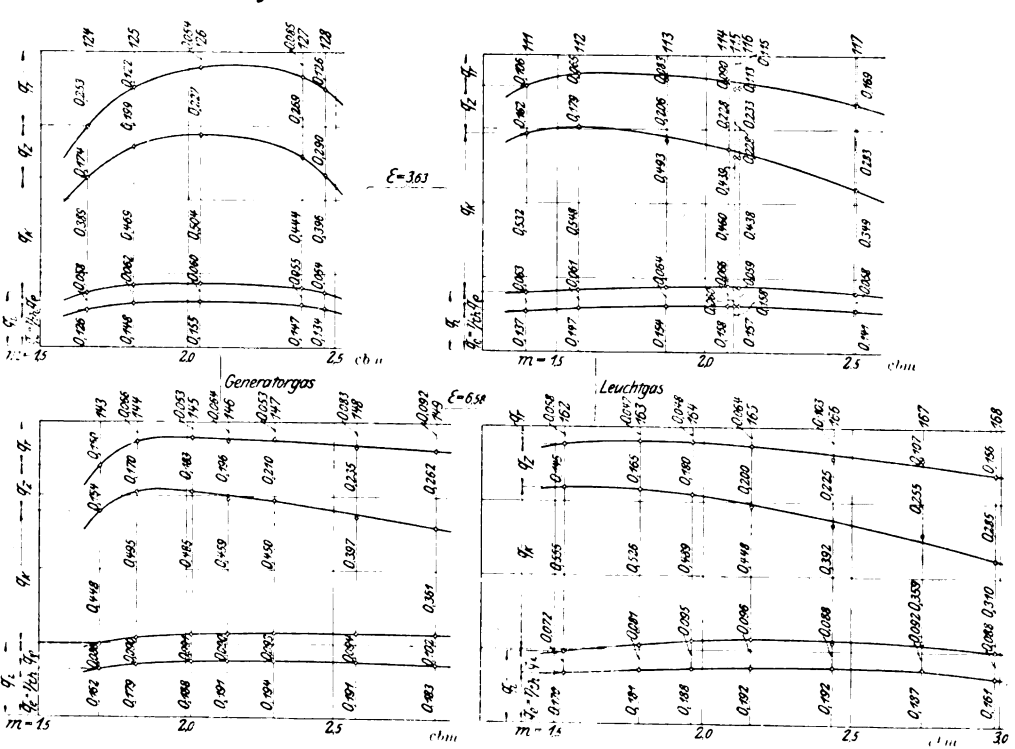
bezug auf den Einfluß der Kompressionshöhe auf den Wärmeverbrauch erweist sich bei niedrigen Stufen die Vergrößerung derselben weit erfolgreicher als bei hoher Kompression. An dieser Gesetzmäßigkeit ist zum Teil der gleichzeitige Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades schuld, welcher im allgemeinen um so geringer wird, je höher die Kompression ansteigt.

Die W_e-m-Kurven der Figuren 11 bis 17 zeigen im Verlauf ihrer linken Zweige noch eine weitere bemerkenswerte Eigenschaft. Die Leuchtgaskurven, welche ausgezogen sind, verlaufen durchweg so, daß sie allmählich, oft fast geradlinig fallend, in die Zone der kleinsten W_e-Werte einrücken. Die gestrichelten Generatorgaslinien dagegen zeigen im linken Zweige durchweg eine starke Krümmung. Sie kommen aus hohen W_e-Werten steil herab, um sich in energischem Bogen in der Nähe des Kleinstwertes den Leuchtgaskurven zu nähern. Der Grund hierfür liegt vermutlich in den verschiedenen m-Werten, welche für Leuchtgas und Generatorgas dem chemischen Mischungsverhältnis, also der kleinsten Luftmenge, entsprechen. Für die mittleren Heizwertlagen von 1200 bezw. 4200 WE sind die m_{ch}-Werte in die Kurven der Figuren 20 und 21 eingezeichnet worden. Während der m_{ch}-Wert für ein mittleres Leuchtgas bei 1,4 liegt, beträgt er für ein Generatorgas mittlerer Zusammensetzung 1,7 cbm.

Trotz der Verschiedenheit dieser beiden Werte liegt der Kleinstwert der W_e-m-Kurven für Leuchtgas wie für Generatorgas bei annähernd gleichen Werten für m. Hieraus ergibt sich der Beweis dafür, daß die Lage des chemischen Mischungsverhältnisses relativ zu dessen günstigstem Werte absolut ohne Einfluß auf diesen ist. In dieser Beobachtung liegt die logische Berechtigung für die Einführung der Abszissengröße m im Gegensatz zu dem bisher üblichen Verfahren, nach welchem man die Luftmenge nach dem Luftüberschuß beurteilte und diesen wieder in Bruchteilen der chemisch erforderlichen Luftmenge angab. Es muß unter den vorliegenden Versuchsbedingungen angestrebt werden, den Gasmaschinenprozeß mindestens mit einem solchen Luftüberschuß zu betreiben, daß die Größe der chemisch erforderlichen Luftmenge in ihrem Einfluß auf den Wirkungsgrad der Maschine gänzlich zurücktritt. Dann gelangt man erst mit dem Mischungsverhältnis an den Anfang desjenigen Abschnittes, in welchem der günstigste Gasverbrauch zu gewärtigen ist.

Im Einklang mit der Wärmebewegung während der Verbrennungs- und Expansionsperiode steht die Beobachtung der an das Kühlwasser abgegebenen Wärmemengen Q_k. Während die kalorimetrisch behandelten Versuche in den einzelnen Diagrammabschnitten die Veränderung zeigten, welche die Kühlwasserwärme gleichzeitig mit dem Mischungsverhältnis erfährt, faßt die für jeden andern Versuch berechnete Verhältniszahl $q_k = \frac{Q_k}{W}$ den auf das Kühlwasser geäußerten Einfluß des Mischungsverhältnisses zusammen. Einen entsprechenden Einfluß erfährt die mit den Auspuffgasen den Motor verlassende Wärmemenge Q_e, welche im Verhältnis zu W durch die Größe q_e angegeben wird. Die einzelnen q-Werte sind für eine Reihe von Gruppen in Fig. 23 als Funktion von m aufgetragen. Die aufgezeichneten Versuche sind sämtlich bei $N_e = 4$ PS ausgeführt. Für die Auswahl der Gruppen war der Umstand maßgebend, für zwei verschiedene Kompressionsstufen je eine Reihe mit Leuchtgas und eine mit Generatorgas zur Anschauung zu bringen. Demzufolge sind die Reihen der Figuren 20 und 21: Versuch 111 bis 117, 124 bis 126, 143 bis 149 und 162 bis 168 ausgewählt worden. Die beiden oberen Diagramme der Figur 23 entsprechen dem Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 3{,}63$, die beiden unteren einem solchen von $\varepsilon = 6{,}58$. Links befinden sich die beiden Generatorgas-, rechts die beiden Leuchtgasschaulinien. Zu unterst sind in diesen Darstellungen die Werte q_e und q_i aufgenommen, welche im Vergleich mit den übrigen q-Größen die geringste Veränderlichkeit mit dem Mischungsverhältnis aufweisen.

Fig. 23. Wärmeverteilung bei einzelnen Versuchsreihen.



Der Unterschied von q_i und q_e ist unter der Bezeichnung q_0 in die Diagramme eingetragen worden. Er gibt den Betrag der Eigenreibung der Maschine an. An q_0 ist der Anteil q_k der Kühlwasserwärme und an diesen der der Auspuffgaswärme zufallende Anteil q_e angetragen. Der Rest bis zur Einheit ist mit q_r bezeichnet worden und umfaßt außer dem Einfluß der Meßfehler sowohl diejenige Wärmemenge, die durch Ausstrahlung verloren geht, als auch den der unvollkommenen Verbrennung entsprechenden Wärmeverlust. Da die ausgestrahlte Wärmemenge bei einem gekühlten Gasmaschinenzylinder bei gleichen Kühlwassertemperaturen durch die Veränderung des Mischungsverhältnisses keinen wesentlichen Schwankungen unterworfen sein kann, so beruhen die Unterschiede, welche die q_r-Werte bei verschiedenen Mischungsverhältnissen aufweisen,

1) in der unvollständigen Verbrennung,

2) in den Meßfehlern, von denen hauptsächlich folgender bei der Bestimmung der Auspuffwärme Q_e begangene Fehler ins Gewicht fallen dürfte.

Bei den Versuchen mit kleinem Luftüberschuß muß die Auspufftemperatur hoch sein, da der Temperaturverlauf des ganzen Prozesses hoch liegt. Da auf das Thermoelement des Auspuffrohres hauptsächlich die zuletzt langsam ausströmenden und stark gekühlten Auspuffgase einwirken, wird es die hohe Temperatur der anfangs schnell ausströmenden Gase nur in geringem Maße in seiner Angabe zum Ausdruck bringen. Die gemessene Temperatur wird aus diesem Grunde um so tiefer unter der tatsächlichen Mitteltemperatur der Auspuffgase liegen, je größer der tatsächliche Temperaturunterschied zwischen den ungekühlten und gekühlten Auspuffgasen

ist. Dieser Unterschied wächst mit steigender Temperatur ϑ_4 im Endpunkte 4 der Expansionslinie. Daher wird die Auspuffgaswärme Q_a besonders bei den Versuchen mit geringem Mischungsverhältnis zu klein bemessen werden, wodurch sich der als Rest ermittelte Betrag Q_r und somit auch q_r zu groß ergibt.

Die unvollständige Verbrennung ist vor allem bei Generatorgasversuchen mit niedriger Kompression und bei Luftmangel zu beobachten, der bei den kleinsten m-Werten einiger Reihen vorhanden ist. Ferner scheint sich der Grad der unvollständigen Verbrennung mit steigendem Mischungsverhältnis allmählich zu vergrößern.

Mit zuverlässiger Genauigkeit konnte der Wärmeanteil q_k des Kühlwassers bestimmt werden, weshalb die Gesetzmäßigkeit dieses Wertes zu sicheren Schlußfolgerungen berechtigt. Der Wert für q_k zeichnet sich durch eine bedeutende Abnahme mit steigendem Mischungsverhältnis aus. Diese Gesetzmäßigkeit wird bei der Reihe 124 bis 128 durch die bedeutende unvollständige Verbrennung beeinträchtigt, welche auf die für Generatorgas zu niedrige Kompression zurückzuführen ist — $\varepsilon = 3{,}63$ —, durch die die Wärmeverzweigung dieser Reihe einen anormalen Charakter annimmt.

Bei der Reihe 111 bis 117 (Leuchtgas; $N_e = 4$ PS, $\varepsilon = 3{,}63$) nimmt q_k von 55 vH auf 35 vH ab. Den Erfolg dieser Abnahme erkennt man am Kühlwasserverbrauch K_e für 1 PS_e-st. Während beim Versuch 111 $K_e = 67{,}3$ kg ist, hat es im Versuch 117 den Wert 44,2 erreicht. Bei dem günstigsten Wärmeverbrauch $W_e = 4003$ im Versuche 115 beträgt K_e 49,2 kg. Dieselbe Beobachtung erstreckt sich in einwandfreier Weise auf das gesamte Versuchsmaterial. In der Reihe 143 bis 149 (Generatorgas; $N_e = 4$ PS, $\varepsilon = 6{,}58$) sinkt q_k von seinem Höchstwert von 0,495 auf 0,361 herab und beträgt beim günstigsten Mischungsverhältnis 0,459. Entsprechend nimmt K_e in gleicher Reihenfolge die drei Werte 51,4, 36,0 und 43,6 kg an. In der Leuchtgasreihe 162 bis 168 mit derselben Leistung und derselben Kompressionsstufe schwankt der stündliche Kühlwasserverbrauch K_e für 1 PS_e-st zwischen den Werten 57,7 und 33,9 kg und beträgt beim günstigsten Wärmeverbrauch 36,2 kg.

In höheren Belastungsstufen des Motors ist bei kleineren Absolutwerten die Gesetzmäßigkeit von K_e dieselbe. Den geringsten Kühlwasserverbrauch $K_e = 23{,}5$ kg hat der Leuchtgasversuch Nr. 88 — $N = 6$ PS, $\varepsilon = 8{,}16$ — aufzuweisen.

In diesem Verhalten des Kühlwasserverbrauches findet die wirtschaftliche Bedeutung desjenigen Mischungsverhältnisses, welches hinsichtlich des Gasverbrauches den günstigsten Wert hat, eine weitere Stütze. Nicht nur an Wärme, also an Brennstoff, kann durch richtige Bemessung des Mischungsverhältnisses gespart werden, sondern auch an Kühlwasser, dessen Wert im Verhältnis zu den Kosten des Brennstoffes je nach den individuellen Eigenschaften der Anlage für die Praxis von großer Bedeutung sein kann.

Im Anschluß hieran mag noch ein dritter Umstand Erwähnung finden, auf welchen die Wahl des Mischungsverhältnisses entscheidend einwirkt. Solange die Maschine mit heftigen Explosionen, also mit spitzen Diagrammen und ungünstigem Wärmeverbrauch arbeitet, werden ihre sämtlichen Lager und Gelenke viel höher beansprucht werden, als wenn die Zündungen mit ruhigerem Druckverlauf ohne Stöße erfolgen. Der Unterschied in der Arbeitsweise sprach sich an der Versuchsmaschine bei jeder Reihe deutlich aus, indem sie bei den spitzen Diagrammen unter heftigen Stößen und unter starker Erschütterung des Zylinderkopfes arbeitete, während sich der Betrieb mit den wirtschaftlich günstigen Diagrammen durch vollkommene Ruhe des Ganges auszeichnete. Daß mit diesen Erscheinungen die Lebensdauer einer Maschine zusammenhängt, ist selbstverständlich.

Folgerungen für den praktischen Gasmaschinenbetrieb.

In den Versuchsergebnissen ist die Forderung enthalten, die Gasmaschine bei jeder Leistung mit demjenigen Mischungsverhältnis arbeiten zu lassen, welches hinsichtlich des Gas- und Kühlwasserverbrauches den wirtschaftlich günstigsten Betrieb zur Folge hat. Es drängt sich hierbei die Frage auf, mit welchen Hülfsmitteln eine Gasmaschine dieser Forderung gerecht werden kann. Ohne Zweifel ist für die in dieser Richtung fortschreitende Entwicklung das zu erstrebende Ziel durch ein möglichst selbsttätiges, zwangläufiges Getriebe dargestellt, das unter dem Einfluß der maßgebenden Faktoren steht und ihrem jeweiligen Werte das Mischungsverhältnis anpaßt. Hiermit fällt die Einstellung dieses Verhältnisses der Regelung der Gasmaschine zu.

Wenn man auf diese Frage hin die bisherigen Gasmaschinenkonstruktionen prüft, so stellt sich heraus, daß weder die Qualitäts- noch die Quantitätsregelung ihre Aufgabe in der bezeichneten Richtung erfüllt. Falls bei der Aussetzerregelung jede Gemischfüllung mit Sicherheit dem günstigsten Mischungsverhältnis entspräche, läge in ihr die einfachste Möglichkeit zur Lösung der Aufgabe.

Bei der Qualitätsregelung arbeitet die Maschine stets mit dem größten volumetrischen Wirkungsgrad. Sie saugt aber unter dem Einfluß der Regelung nur so viel Gas an, wie zu ihrem jeweiligen Betrieb notwendig ist; der Rest der Ansaugeladung ist Luft, deren Menge je nach der Gasmenge, also je nach der Leistung, ganz verschiedene Mischungsverhältnisse hervorbringt. Daß dieses Verfahren für kleinere Leistungen auf ungünstigere Werte des Wärmeverbrauches stoßen muß, erhellt aus den Kurvenscharen für gleiches Kompressionsverhältnis, z. B. in Fig. 11. Die Regelung wird bei verschiedenen Leistungen Betriebzustände hervorbringen, die wegen des stets bestehenden größten Füllungsgrades den rechten Endpunkten der Kurven entsprechen, für welche die Generatorgaslinien der Figur 11 als Beispiel dienen können. Sie lehren uns, daß die Qualitätsregelung bei der Versuchsmaschine für Generatorgas von etwa 6 PS Leistung an aufwärts die besten Betriebzustände liefern würde, welche sich mit der gegebenen Maschine erreichen lassen. Bei geringerer Leistung wird bei dieser Regelung das Gas mit mehr Luft gemischt, als dem günstigsten Mischungsverhältnis zukommen würde. Bei hoher Kompression verlaufen jedoch die Kurven der kleineren Leistungen so flach, daß der durch die Qualitätsregelung entstehende Luftüberschuß keine allzu bedeutende Verschlechterung des Wärmeverbrauches im Vergleich mit dem günstigsten Mischungsverhältnis mit sich bringt; vergl. die Kurve der Versuche 21 bis 25.

Die Quantitätsregelung beabsichtigt, das Mischungsverhältnis bei allen Leistungsstufen auf demselben günstigen Wert zu erhalten und je nach der Leistung die Ansaugemenge vom Regler beeinflussen zu lassen. Wenn man wiederum die Generatorgaskurven der Figur 11 zum Vergleich heranzieht und annimmt, daß die Regelung dauernd das einem m-Werte von 2,5 entsprechende Mischungsverhältnis zu erhalten imstande wäre, so würde allerdings ein hervorragend wirtschaftlicher Betrieb im ganzen Leistungsbereich der Maschine erzielt werden. Die Höchstleistung derselben würde dann bei $N_e = 6$ PS erreicht sein. Falls aber dasjenige Mischungsverhältnis von der Maschine bei allen Leistungen innegehalten werden soll, bei dem sie die höchste Leistung ergibt, so arbeitet sie auf den mittleren und tieferen Leistungsstufen ungünstig.

Hieraus ergibt sich für die Regelung der Gasmaschine als Richtschnur, daß die Quantitätsregelung des Gemisches unter Aufrechterhaltung des günstigsten Mischungsverhältnisses bis zur höchsten Leistung am Platze ist, die das Zylindervolumen bei diesem Mischungsverhältnis hergibt. Von dieser Leistung an aufwärts muß die Regelung der Qualität nach bis zur erreichbaren Höchstleistung arbeiten. Die praktischen Schwierigkeiten der Durchführung eines solchen Planes liegen in der Mangelhaftigkeit aller bisherigen Mischeinrichtungen, von denen wohl keine die Möglichkeit bietet, zwangläufig ein bestimmtes regelbares Mischungsverhältnis zu erzielen. Die Versuchsmaschine arbeitet, wenn ihre Regelung nicht absichtlich ausgeschaltet ist, mit Quantitätsregelung. Das Mischungsverhältnis soll also bei ihr unveränderlich sein und nur von der Wahl des Mischventileinsatzes abhängen. Das Körtingsche Mischventil muß im Gegensatz hierzu zu seiner Wirkungsweise durch den Gas- und Lufthahn des Motors beeinflußt werden, wenn man für mehrere Gassorten verschiedenen Heizwertes oder für ein Gas mit schwankendem

Heizwert brauchbare Mischungsverhältniswerte erhalten will. Die Regelung muß daher stets durch die Hand des Maschinisten unterstützt werden, der zudem nur nach ganz gegenstandlosem Gutdünken die Hähne einstellen kann. Um die Empfindlichkeit zu prüfen, mit welcher die Stellung von Gas- und Lufthahn ihren Einfluß auf das Mischungsverhältnis äußert, wurden fast bei allen Versuchen die Stellungen von Gas- und Lufthahn aufgeschrieben. Die Teilung beim Gashahn besteht in 11 gleichweit voneinander abstehenden radialen Teilstrichen 0 bis 10, über denen eine Zeigermarke des Handgriffes bei dessen Bewegung hingleitet. Der Dreiwegehahn für die Luft besitzt ebenfalls einen Gradbogen, auf dem der mit dem Hahnküken verbundene Zeiger bei voller Hahneröffnung auf 90° zeigt, während der vollkommene Abschluß etwa durch 50° angegeben wird. Wie wesentlich für das bei der Versuchmaschine sich einstellende Mischungsverhältnis die Bemessung aller Querschnitte von Kanälen, Hähnen und Ventilen ist, zeigt der Unterschied, welcher zwischen den Betrieben mit Leuchtgas und Generatorgas in bezug auf die Stellung der Hähne obwaltet. Die Zahlenwerte der Zeigerstellung sind in Fig. 24 und 25 in ihrer Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis graphisch aufgetragen. Die Stellung des Gashahnes ist durch eine ausgezogene, die des Lufthahnes durch eine gestrichelte Linie bezeichnet. Fig. 24 zeigt zunächst, daß für Leuchtgas das Verhältnis der Gesamtquerschnitte richtig gewählt ist, da sich das Mischungsverhältnis $\mu = 7$ ergibt, wenn beide Hähne offen stehen. Durch Abdrosseln des Lufthahnes entstehen gasreichere Mischungen, und umgekehrt ergibt das Abdrosseln des Gashahnes gasärmere Mischungen, also ein größeres Mischungsverhältnis. Um bei Leuchtgas den ganzen Bereich von $\mu = 4$ bis $\mu = 12$ zu durchlaufen, mußte zunächst der Lufthahn bis auf die Stellung 60 geschlossen werden. Mit der weiteren Oeffnung des Lufthahnes steigt μ gleichmäßig auf 7 an. Jetzt beginnt die Drosselung des Gashahnes, welche in ihren ersten Abstufungen fast keine nennenswerte Aenderung des Mischungsverhältnisses zeigt. Hierin liegt unfehlbar ein Mangel der Konstruktion, der den die Maschine bedienenden Maschinisten irrezuführen imstande ist. Plötzlich, dem Charakter der Kurve entsprechend, wächst das Mischungsverhältnis mit fortschreitender Drosselung des Gashahnes ganz schnell und ergibt bei der Stellung 4 etwa $\mu = 12$.

Fig. 24.

Mischungsverhältnis μ in Abhängigkeit von der Stellung der Gas- und Lufthähne bei Leuchtgasbetrieb.

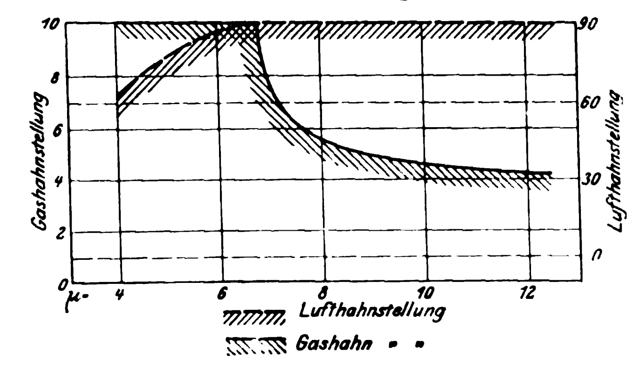
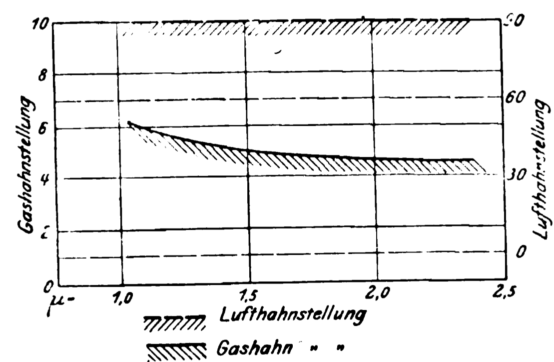


Fig. 25.

Mischungsverhältnis μ in Abhängigkeit von der Stellung der Gas- und Lufthähne bei Generatorgasbetrieb.



Wesentlich schlechter ist die Querschnittsbemessung am Generatorgashahn ausgefallen, da hierbei der gesamte Bereich des Mischungsverhältnisses $\mu = 1,0$ bis $\mu = 2,5$ durchlaufen wird, wenn bei ganz offenem Lufthahn der Gashahn von Teilstrich 6 in die Stellung rd. 4,2 gebracht wird, Fig. 25. Alle andern Stellungen des Gashahnes sind unter dem herrschenden Gasdrucke zwecklos und führen auf ganz unbrauchbare Mischungsverhältnisse.

Die Versuchmaschine hat in konstruktiver Hinsicht noch den Nachteil einer unvorteilhaften Lage des Zündfunkens. Es ist nicht unwahrscheinlich, daß dieser Umstand dazu beigetragen hat, den günstigsten Wärmeverbrauch der vorliegenden Versuche um einen — wenn auch nur geringen — Betrag nach kleineren Mischungsverhältnissen hin zu verschieben, als es bei günstigster Zündpunktlage der Fall wäre. Als solche ist diejenige zu bezeichnen, bei welcher der Zündungsweg im Kolbentodpunkt nach allen Seiten nahezu gleich lang ist, damit man mit dem Mischungsverhältnis im Interesse niedriger Temperaturlage des Prozesses möglichst hoch gehen kann, ohne durch den Verlust durch zu lange Verbrennungszeit zu schnell überholt zu werden. Die seitliche Lage des Zündpunktes, wie sie den größeren Bauarten der Körting-Maschinen entspricht, dürfte in dieser Richtung zweckdienlicher sein. Bei der Versuchsmaschine bringt der Zündfunke zunächst die Ladung des zwischen den Ventilen liegenden Kanalraumes zur Verbrennung, und erst nachher gelangt die Zündung zu dem Raume hinter dem Kolben. Wenn die Zündvorrichtung seitwärts ungefähr im Schwerpunktsquerschnitt des Kompressionsraumes liegt, muß die Zündung in diesem rascher erfolgen und im Gegensatz zur vorhandenen Bauart bei dem gleichen Mischungsverhältnis völligere Diagramme ergeben.

Angesichts der gewonnenen Ergebnisse drängt sich die Frage auf, wie sie sich mit der Größe der Maschine ändern werden. Hierbei muß besonders hervorgehoben werden, daß die beobachtete Gesetzmäßigkeit zunächst nur als der Versuchsmaschine eigentümlich zu betrachten ist. Auf Grund der Tatsache, daß es sich dabei um eine Maschine normaler Bauart handelt, wird man nicht fehlgehen, wenn man für alle Viertakt-Gasmaschinen gleicher Größe und ähnlicher Bauart dieselben Gesetzmäßigkeiten als bestehend annimmt, sofern die Umlaufzahl und die Kühlwassertemperaturen sich in gleicher Weise an die Versuchswerte anschließen. In bezug auf Maschinen andrer Bauart sowie andrer Abmessungen und auf andre Betriebsbedingungen können sichere Schlußfolgerungen auf Grund des vorliegenden Beobachtungsmaterials erst dann gezogen werden, wenn es auf einige andre Maschinen ausgedehnt und in seiner Aenderung erkannt worden ist.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 10. April 1907.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 6. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Hartmann. Schriftführer: Hr. Raschig. Anwesend etwa 450 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der seit der letzten Monatsversammlung verstorbenen Mitglieder M. Gortatowski, Rud. Volkmann und H. Böhmländer. Letzterem widmet Hr. Kammerer einen Nachruf.[1]

Die Versammlung ehrt das Andenken der Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Hr. E. Valentin spricht über Konstruktionsgrundlagen für den Bau von Kraftwagen.[2]

[1] s. Z. 1907 S. 441. [2] s. Z. 1907 S. 1325.



Hr. **Barkow**: Der Hr. Vortragende hat behauptet, es sei nicht jedem Ingenieur möglich, Automobil-Maschinenelemente zu konstruieren, und die Materialien sein im allgemeinen dem jüngeren Konstrukteur unbekannt. Ich glaube das nicht. Es gibt so viele Gebiete — ich erinnere nur an Dampfturbinen und Gasmotoren —, in denen die gleichen Baustoffe mit denselben Festigkeitseigenschaften schon lange verwendet werden. Die Aufgaben, die heute dem Ingenieur auf vielen anderen Gebieten gestellt werden, sind derart, daß es einem einigermaßen gut ausgebildeten Ingenieur nicht schwer werden dürfte, sich in die Automobilkonstruktionen hineinzuarbeiten.

Hr. **Wolff**: Ich möchte die Bemerkungen des Vorredners etwas berichtigen und mehr im Sinne des Vortragenden sprechen. Es ist ja Tatsache, daß auch im Turbinenbau zum großen Teil Nickelstahl verwendet wird, wie er im Automobilbau Verwendung findet, aber doch in anderer Form. Ich habe mich in dieser Beziehung des öfteren mit einem der berufensten Konstrukteure auf dem Gebiete des Turbinenbaues, Hrn. Geheimrat Riedler, unterhalten, und dieser hat mir zugegeben, daß im Automobilbau Belastungszahlen vorkommen, an die er selbst beim Turbinenbau niemals gedacht hat. Im Turbinenbau ist man zur Benutzung von Stoffen gekommen, die eine Zerreißfestigkeit von ungefähr 100, 110, ja 120 kg/qmm haben, während im Automobilbau Stoffe Verwendung finden, die zum Teil sogar 160 bis 180 kg/qmm Festigkeit besitzen; und zwar sind das Stoffe, die nicht von Natur aus diese Festigkeit haben, sondern die durch besondere Härtungs- oder Verbesserungsverfahren erst dazu gebracht werden. Das sind doch, glaube ich, Verhältnisse, die im übrigen Maschinenbau so gut wie gar nicht vorkommen.

Ferner ist die Behandlung der Stoffe, in der Berechnung sowohl wie nachher in der Fabrikation, im Automobilbau auch etwas anders. Im allgemeinen weiß man im Maschinenbau: der Stoff hat die und die Zerreißfestigkeit, man rechnet mit einer fünf- oder zehnfachen Sicherheit, und damit ist man fertig. Die neuere Richtung des Automobilbaues legt auf die Zerreißfestigkeit als solche viel weniger Gewicht als auf die Fließgrenze; denn es kommt darauf an, möglichst zu vermeiden, daß das Material eine dauernde Veränderung erleidet. Anderseits ist man, da man sich auf ein Mindestgewicht beschränken will, dahin gekommen, die Sicherheitsziffern gegenüber dem sonstigen Maschinenbau etwas herabzudrücken. Wenn es sich nicht gerade um Teile handelt, von denen die Lebenssicherheit der Insassen abhängt, so sind zehnfache Sicherheiten im Automobilbau im allgemeinen nicht üblich. Das kann man aber auch aus dem einfachen Grunde wagen, weil im Automobilbau Baustoffe verwendet werden, die der übrige Maschinenbau nicht verwendet. Es kommt nicht allein auf die große Festigkeit an, sondern es ist auf große Dehnung und große Zähigkeit Rücksicht zu nehmen. Wir sind von früher her gewöhnt, anzunehmen — die meisten sind wohl in dieser Anschauung groß geworden —, daß die Dehnung um so geringer wird, je höher die Festigkeit geht. Wir haben im Automobilbau Stoffe, die bei einer Zerreißfestigkeit von 100 bis 120 kg/qmm immerhin noch Dehnungen von 15 bis 18 vH haben. Das sind Zahlen, die man im übrigen Maschinenbau gar nicht kennt. Ebenso wie der Konstrukteur sich an diese Zahlen erst gewöhnen muß, muß auch der Betriebsmann die Behandlung des Materials erst erlernen. Es gibt eine ganze Menge Stoffe, die im Naturzustande nur 80 bis 90 kg/qmm Festigkeit haben, die aber je nach der Sachlage durch Verbesserungsprozesse um beinahe 50 vH in ihrer Zerreißfestigkeit verstärkt werden können, während die Dehnung nur ganz wenig, vielleicht von 14 auf 12 vH, heruntergeht.

Hierzu kommt noch, daß im Automobilbau alle Teile, die sich abnutzen, mit Oberflächenhärtung versehen werden. Auch das ist etwas, was im Maschinenbau nur in sehr geringem Maß angewandt wird. Wir sind wohl gewöhnt, die Achszapfen von irgend welchen wesentlichen Wellen oder die Kolbenbolzen mit Oberflächenhärtung zu versehen, wobei der innere Kern weich bleibt; im Automobilbau wird aber beinahe alles, was nur beweglich ist, ganz besonders die Zahnräder, an der Oberfläche gehärtet, und es kommt hierbei darauf an, den inneren Kern durchaus weich und zähe zu halten.

Ich glaube also, daß der Hr. Vortragende vollkommen berechtigt war, zu sagen: das Verständnis für die Materialien im Automobilbau liegt soweit ab von dem, was wir alle in unserer Jugendzeit im Maschinenbau auf der Hochschule gelernt haben, daß es allerdings für die jüngeren Fachgenossen sehr wünschenswert wäre, wenn sie Gelegenheit hätten, auf der Hochschule oder in der Praxis die genügenden Vorkenntnisse in dieser Beziehung zu sammeln.

Hr. **Valentin** bemerkt hierzu: Selbstverständlich kann ein Ingenieur mit allgemeiner Vorbildung Automobile bauen; er kann auch Wagen bauen, die laufen, und solche, die in gewissem Maße wohl zu verwerten sind. Aber Automobile zu bauen, mit denen ein wirtschaftlicher Betrieb möglich ist, wird ihm nicht gelingen. Es ist ja der wirtschaftliche Gesichtspunkt in einem Vortrage hier im Verein[1]) bereits eingehend hervorgehoben worden. Außerdem ist Ihnen allen aus den Berichten der verschiedenen Gesellschaften, die hier Droschken- und Omnibusautomobile laufen haben, bekannt, daß die Wirtschaftlichkeit im Motorwagenbetriebe anfängt, sehr wesentlich mitzusprechen. Die Zeiten sind vorüber, in denen der Motorwagenbesitzer ein äußerst reicher Mann sein mußte. Heute heißt es, Motorwagen bauen, die dem Pferdebetrieb erfolgreich Konkurrenz machen können. Bei den hohen Benzinpreisen, die noch von Tag zu Tag steigen, bei dem völligen Versagen von billigen Betriebstoffen, bei den außerordentlich hohen Gummipreisen und dem bedeutenden Verschleiß der Gummireifen ist es mit der Wirtschaftlichkeit des Motorwagens eine äußerst kritische Sache. Sicher ist aber — darin wird jeder, der in der Praxis steht, mir recht geben — eine Wirtschaftlichkeit nur zu erreichen mit dem denkbar leichtesten und denkbar raffiniert konstruierten Wagen. Man muß dabei auch immer bedenken, daß seit Jahren die Franzosen und namentlich in letzter Zeit auch die Amerikaner mächtig vorwärts schreiten; wenn wir nur einen Augenblick still stehen, werden sie uns gleich derartig überholen, daß wir den Abstand überhaupt nicht mehr einholen können. Viele andere Länder, Amerika, Frankreich, England und, soweit mir bekannt ist, auch Italien, haben seit einigen Jahren besondere Lehrstühle an ihren Hochschulen für Automobilbau eingerichtet, und daß etwas Aehnliches auch bei uns einmal in die Wege geleitet werden möge, das war im Grunde der Hauptzweck meiner heutigen Ausführungen.

Sitzung vom 13. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Hartmann. Schriftführer: Hr. Frölich.
Anwesend etwa 600 Mitglieder und Gäste.

Hr. W. **Reichel** spricht über die **Einführung des elektrischen Betriebes auf den Berliner Stadt-, Ring- und Vorortbahnen**[2]).

In der anschließenden Besprechung bemerkt Hr. **Peterson**: »Nach einer Aufstellung aus dem Jahre 1902 über die Einnahmen der Stadtbahn sind im Lokalverkehr — ohne Vorortverkehr — auf Fahrkarten 2. und 3. Klasse und Arbeiterfahrkarten insgesamt 60 Millionen Reisende befördert worden. Auf Zeitkarten ist die Zahl nicht genau festzustellen, weil man nicht weiß, wieviel Fahrten monatlich auf eine Zeitkarte entfallen; die Schätzungen hierfür schwanken zwischen 60 und 120 Fahrten für eine Zeitkarte, und nach neueren Zählungen scheint die Zahl näher bei 120 als bei 60 zu liegen. Nimmt man die erste Zahl an, so wurden im Jahre 1902 insgesamt 122 Millionen Reisende befördert, bei einer durchschnittlichen Einnahme von 6,7 Pfg. Hr. Prof. Reichel hat nun bei der Beförderung von 300 Millionen Reisenden etwa 20 Millionen Betriebsausgaben berechnet, d. h. also rd. 6,6 Pfg. für jeden Reisenden; es bleibt demnach für die Verzinsung des Kapitals nichts übrig. Die Rechnung stellt sich ähnlich, wenn man eine geringere Benutzung der Zeitkarten annimmt. Dann verringert sich auch die Anzahl der beförderten Personen. Nimmt man nur 60 Fahrten für jede Zeitkarte an, so verringert sich die Zahl der Reisenden auf 91 Millionen, und wenn man auch eine Erhöhung der Einnahmen für jeden Reisenden von 6,7 auf 8,9 Pfg bekommt, so muß man diese 8,9 mit 91 Millionen anstatt vorher 6,7 Pfg mit 122 Millionen multiplizieren; das kommt auf dasselbe hinaus. Ich bin daher der Ueberzeugung, daß, wenn die Betriebsausgaben von 20 Mill. ℳ für 300 Millionen Reisende annähernd richtig sind, von einer Kapitalverzinsung nicht die Rede sein kann. Um die Sache erträglicher zu machen, bliebe nichts anderes übrig, als den Tarif in die Höhe zu setzen, insbesondere für die Zeitkarten. Denn es stellt sich beispielsweise für die dritte Klasse bei der Annahme von 120 Fahrten monatlich die Durchschnitteinnahme aus den Zeitkarten auf 2,9 Pfg für die Einzelfahrt, d. h. die Eisenbahn befördert erheblich unter den Selbstkosten.«

Hr. W. **Reichel**: »M. H., ich glaube, das entspricht auch durchaus dem, was ich vorhin ausgeführt habe. Nach den neuesten zur Verfügung stehenden Zahlen kann wohl schließlich mit einer Einnahme von 9 Pfg für jeden Fahrgast gerechnet werden; die Betriebskosten, die mit 20 Mill. ℳ beziffert sind, wobei ich stillschweigend noch eine Million hinzugefügt habe, sind mit außerordentlicher Sicherheit festgestellt; z. B.

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 688. [2]) Z. 1907 S. 965 u. f.

finden sich schon 5,5 Mill. ℳ für die Abschreibungen darin. Wenn wir die reinen Betriebsausgaben von 13,5 Mill. ℳ in Betracht ziehen und im Jahr weniger abschreiben, so bekommen wir selbst bei einem Preise von 9 Pfg für jeden Fahrgast schon die ganz bescheidene Verzinsung, von der ich vorhin gesprochen habe. Ich habe auch gesagt, daß es richtiger und besser sein wird, die Einnahmezahl für den einzelnen Fahrgast dadurch hoch zu halten, daß man unter Umständen die Tarife erhöht. Ich glaube nicht, daß das auf großen Widerstand stoßen wird.«

Eingegangen 16. Mai 1907.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 5. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Nachtweh. Schriftführer: Hr. Boden.

Anwesend 33 Mitglieder, 1 Teilnehmer und 12 Gäste.

Hr. Fischmann spricht über die Kanalisation von Linden.

Die Abwässer der Stadt Linden werden zurzeit in einzelnen nicht zusammenhängenden Kanälen gesammelt und auf kürzestem Wege der Ihme oder Leine, die unmittelbar an menschlichen Wohnstätten vorbeifließen, übergeben. Das Netz hat 7 Ausmündungen; insgesamt sind 20 km Kanäle vorhanden, die sowohl Brauchwasser als auch Regenwasser aufnehmen. Die steigende Bevölkerungszunahme und die Entwicklung der Industrie bedingen eine immer weiter gehende Verschmutzung, so daß von der Aufsichtbehörde auf die Durchführung einer planmäßigen Kanalisation mit Einführung der Abwässer an unschädlicher Stelle gedrängt wurde. Auf Veranlassung der städtischen Kollegien ist von Baurat Taaks ein Entwurf aufgestellt worden, der die Entwässerung Lindens und Limmers umfaßt und den Anschluß der Nachbarorte Davenstedt, Badenstedt, Bornum und Ricklingen vorsieht.

Das rd. 807 ha große Gebiet Lindens und Limmers wird danach in zwei Teile, ein östliches und ein westliches Hauptentwässerungsgebiet, geteilt; das bietet den Vorteil, daß die zuerst auszuführenden Anlagen nicht einer ferneren Zukunft angepaßt zu werden brauchen, wodurch an Kosten gespart wird.

Die Einwohnerzahl betrug im Jahr 1903 53374. Seit 1875 hat sich die Bevölkerung jährlich um 3,3 vH vermehrt. Die mittlere Bevölkerungsdichte belief sich im Mittel auf 260; Einzelermittlungen ergaben jedoch stellenweise weit höhere Zahlen, bis zu 1200 Einwohnern auf 1 ha. Die Brauchwasserabflüsse sind für eine Bevölkerungsdichte von 500 bezw. 850 Köpfen auf 1 ha gerechnet; der Regenwasserabfluß ist im allgemeinen zu 45 ltr/sk auf 1 ha, für Gebiete mit größeren Gartenflächen mit 25 ltr/sk auf 1 ha angesetzt. Das entspricht etwa der Menge, die bei einem Niederschlage von rd. 90 ltr/sk auf 1 ha abfließt. Die gewerblichen Abwässer sind, soweit es sich um Großbetriebe handelt, im einzelnen ermittelt; für die kleingewerblichen Betriebe sind Mittelwerte eingesetzt. Die gewerblichen Abwässer können nach Bedarf unter Einschaltung von abflußregelnden Einrichtungen sowie solchen, welche die Abwässer neutralisieren, überall aufgenommen werden. Nur die Abwässer der Mechanischen Weberei in Linden, die überaus reichlich sind, bleiben von der Aufnahme ausgeschlossen und werden nach wie vor in eigenen Kläranlagen gereinigt und sodann der Ihme übergeben. Wegen der Kellerentwässerung ist der Kanalscheitel 2,5 m, in einzelnen Straßen 3,0 m tief gelegt.

Für die Entwässerung ist das ganze Gebiet in neun kleinere Sammelgebiete eingeteilt; das im Südosten Lindens in der Ohe belegene soll nach dem Trennsystem entwässert werden, ebenso Limmer. Die getrennte Abführung erschien hier angezeigt, weil die unmittelbare Nähe des Flusses nur kurze Tagewasserkanäle bedingt, im ersteren Gebiet außerdem die Abwässer gehoben werden müssen. Für die übrigen Gebiete ergaben vergleichende Kostenberechnungen Vorteile bei Durchführung des Schwemmverfahrens; insbesondere wurde dadurch die Aufnahme von etwa 10 km alten Kanälen in das neue Entwässerungsnetz möglich. Die Sammler der einzelnen Gebiete werden durch Notauslässe entlastet, die an sechs Punkten in die Ihme oder Leine münden. Die Notauslässe sind so berechnet, daß sie erst bei einem zehnfach verdünnten Brauchwasserabfluß wirken. Auf diese Weise ergab sich rechnerisch im Mittel nur eine zehnstündige Arbeitsdauer für die Notauslässe. An zwei Stellen müssen die Abwässer gehoben werden. Die Pumpwerke sind mit elektrisch angetriebenen Neukirchschen Kreiselpumpen ausgerüstet. Das eine wird auf dem Schulgrundstück in der Petristraße, das andre, unterirdisch, vor dem »Schwarzen Bär« angelegt. Die gesamten Abwässer vereinigen sich an der Schwanenburg. Hier findet nochmals eine Entlastung statt, bevor die verbleibenden Mengen durch das Endsiel weitergehen, das durch die Wunstorfer Straße geführt ist, an der Gummikammfabrik nach rechts abschwenkt und in die Leine mündet. Dieser Notauslaß arbeitet mit mindestens 5,1 facher Verdünnung; seine Arbeitsdauer berechnet sich zu 83 Stunden. Das Endsiel ist so angelegt, daß der mittlere Trockenwetterzulauf an 300 Tagen im Jahr abfließen kann; an den übrigen Tagen wirkt es als Druckrohr. Der Abfluß hängt dann von der zur Verfügung stehenden Druckhöhe ab, die infolge langjähriger Beobachtungen des Stadtbauamtes Hannover bekannt ist. Die Leistungsfähigkeit des Endsieles schwankt demnach zwischen 1100 und 2500 ltr/sk.

Vor der Einführung in die Leine sollen die Abwässer gereinigt werden. Vorerst wird nur eine Vorreinigungsanlage ausgeführt werden; sie besteht aus einem Sandfang und einer selbsttätigen Abfischanlage, für die ein Rechenrad in Vorschlag gebracht ist. Für die spätere Nachbehandlung der Abwässer ist eine mechanische Abscheidung in Langbecken vorgesehen, wodurch 56 bis 69 vH aller Schwebestoffe bei Ermäßigung der Durchflußgeschwindigkeit auf 4 bis 20 mm abgesetzt werden können. Die Anordnung ist jedoch so getroffen, daß an die Vorreinigung auch beliebige andre Einrichtungen für die Nachklärung angeschlossen werden können.

Die Kosten der ersten Ausführung sind für Linden mit rd. 300000 ℳ, für Limmer mit 200000 ℳ veranschlagt, diejenigen der Vorklärung mit 185000 ℳ. Die für das ganze östliche Entwässerungsgebiet von Linden erforderlichen Kanäle werden rd. 4200000 ℳ kosten.

Auf eine Anfrage, wann der Entwurf ausgeführt wird, kann der Vortragende einen bestimmten Zeitpunkt nicht angeben, schließt aber daraus, daß die Regierung drängt und auch den ihr vorgelegten Entwurf schon geprüft hat und demnächst zurückgeben will, auf eine baldige Ausführung, zu der allerdings die erforderlichen Mittel erst noch seitens der Stadt Linden und der Nachbargemeinden bewilligt werden müssen.

Die Befürchtung des Hrn. Nordmann, daß die zwischen Hannover, Linden, Ricklingen und den kleineren Nachbarorten schwebenden Eingemeindungsfragen die Ausführung verzögern könnten, teilt der Vortragende nicht, insbesondere deshalb, weil Ricklingen seine Kanalisation unbedingt an die Lindener anschließen müsse und die andern Nachbarorte zunächst noch nicht an das Netz angeschlossen werden.

Bücherschau.

Grundriß der Wärmetheorie, mit zahlreichen Beispielen und Anwendungen. Nach Vorträgen an der kgl. Technischen Hochschule in Stuttgart von Prof. Dr. Jakob J. Weyrauch. Zweite Hälfte. Stuttgart 1907, Konrad Wittwer. Preis 16 ℳ.

Der erste früher besprochene Band[1]) des vorliegenden Werkes hatte sich mit den Grundprinzipien der Wärmelehre und ihren Anwendungen auf die Gase befaßt. Der vorliegende abschließende Band ist den Dämpfen und der Lehre von der Bewegung der Gase und Dämpfe gewidmet. Er umfaßt wie Bd. I 7 Abschnitte:

VIII. Von den gesättigten Dämpfen. Enthält die einschlägigen theoretischen und experimentellen Grundlagen nebst Anwendungen auf verschiedene Zustandsänderungen, auf Kondensatoren, Injektoren und auf meteorologische Aufgaben.

IX. Von den überhitzten Dämpfen. In diesem Abschnitt wird das in den letzten Jahren so reichlich angewachsene Versuchsmaterial über das kalorische Verhalten des überhitzten Wasserdampfes ausführlich berücksichtigt.

X. Ueber Dampfmaschinen. Dieser Abschnitt dient als wichtigstes Anwendungsbeispiel für die Lehren der beiden vorausgehenden Abschnitte. Die Theorie der Dampfmaschine ist ganz allgemein und im Sinne Zeuners gehalten.

[1]) Z. 1905 S. 492.



XI. Aerostatik. Dies Kapitel befaßt sich mit dem Gleichgewicht der Gase und gibt eine Reihe von interessanten Anwendungen auf Fragen der Meteorologie, Höhenmessung und Luftschiffahrt.

XII. Aerodynamik. Grundgleichungen. Bewegung in Kanälen. Die Grundgleichungen der Bewegung werden entwickelt und finden Anwendung auf die Strömung von Gasen und Dämpfen durch Röhren, auf die Zugerzeugung durch Schornsteine und auf die Theorie der Zentrifugalventilatoren.

XIII. Aerodynamik. Ausfluß aus Gefäßmündungen. Neben den bekannten älteren Versuchen wird in diesem Abschnitt auch die Strömung durch Turbinendüsen und die hierauf bezüglichen neuesten Arbeiten ausführlich besprochen.

XIV. Ueber feste Körper. Der Abschnitt enthält die wichtigsten Anwendungen der Thermodynamik auf feste Körper.

Will man die Eigenart des Werkes mit kurzen Worten kennzeichnen, so kann man folgendes hervorheben: Der Verfasser schließt sich im ganzen eng an die von Zeuner geschaffene klassische Behandlungsweise der Thermodynamik an. Wo er eigene Wege geht, sind sie oft trefflich gewählt, wie z. B. bei der Einführung in den zweiten Hauptsatz. Die Anwendungsgebiete der Wärmelehre sind ziemlich gleichmäßig berücksichtigt. Die Behandlung der Wärmemaschinen ist eine mehr allgemeine, sie will nicht erschöpfend im Sinne des Maschineningenieurs sein. Besonders hervorzuheben ist die überaus reichhaltige Sammlung von Aufgaben und Zahlenbeispielen, die das Werk enthält, und die es sehr geeignet zum Selbststudium macht. M.

Brennstoffe, Feuerungen und Dampfkessel. Ihre Wirtschaftlichkeit und Kontrolle. Von A. Dosch, Charlottenburg. Mit 265 Fig. im Text und 36 Tab. Hannover 1907, Dr. Max Jänicke. Broschiert 12,50 *M*, gebunden 13,50 *M*.

Der Verfasser will in seinem Buch einen Ueberblick über alles Hauptsächliche auf dem Gebiet des Feuerungs- und Dampfkesselwesens geben; sein Leitmotiv hierbei lautet: Hervorhebung der wirtschaftlichen Seite ohne weitgehende mathematische Behandlung des Stoffes.

In vier Hauptteile, und zwar 1) Die Brennstoffe, 2) Die Verbrennung, 3) Die Feuerungsanlagen und 4) Die Dampfkessel, ist der behandelte Stoff gegliedert.

Es erübrigt sich, näher auf die einzelnen Unterabteilungen einzugehen, welche Bekanntes enthalten, über das auch eine ausgiebige Literatur vorhanden ist.

Bei dem Kapitel Brennstoffe sind teilweise Angaben gemacht, welche nicht zutreffen und ein falsches Bild ergeben. Z. B. folgert der Verfasser aus seinen sehr dürftigen statistischen Daten, die zufällig die Zeit des letzten wirtschaftlichen Niederganges umfassen, daß die Erzeugung von Braunkohlenbriketts abgenommen habe, was natürlich nicht der Fall ist. Ebenso sind die Angaben über die Kohlenvorräte, die Zusammensetzung der Kohlen usw. unzutreffend und überholt.

Hervorzuheben ist die Klarheit und Anschaulichkeit der Darstellung; vom Verleger ist das Buch gut ausgestattet und mit vielen lehrreichen Abbildungen versehen. Fuchs.

Das Patentgesetz vom 7. April 1891. Von Paul Kent. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. Bd. 2. Band 1 und 2 zus. 30 *M*.

Ueber den ersten Band des Werkes ist bereits in dieser Zeitschrift 1907 S. 192 berichtet worden. Alle Vorzüge, welche von dem Inhalt des ersten Bandes gerühmt werden konnten, weist auch der zweite Band auf. Der Inhalt des zweiten Bandes umfaßt die Einrichtung des Patentamtes, das Verfahren vor dem Patentamt einschließlich des Nichtigkeits- und Zurücknahmeverfahrens und die Ansprüche auf Entschädigung und Strafe wegen Patentverletzung; in einem Anhang sind der Text des alten Patentgesetzes, die Ausführungsverordnung und die Staats- und internationalen Verträge betreffend den Schutz des gewerblichen Eigentums beigefügt; ein ausführliches Sachregister schließt das Werk ab. Nochmals wird das gesamte Werk auf das wärmste anempfohlen; Juristen und Nichtjuristen finden darin die umfassendste Uebersicht der Lehrmeinungen und Streitfragen und eine erschöpfende Aufführung der ergangenen höchstrichterlichen Entscheidungen. Edwin Katz.

Bei der Redakt[illegible]ngene Bücher.

Encyclopédie industrielle. Von M. C. Lechalas. Traité général des automobiles à pétrole. Von L. Périssé. Paris 1907, Gauthier-Villars. 503 S. mit 286 Fig. Preis 17,50 frs.

Vereinfachte Blitzableiter. Von Sigwart Ruppel. Berlin 1907, Julius Springer. 106 S. mit 75 Fig. Preis 1 *M*.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. Zweiter Band: Der Brückenbau. Dritte Abteilung: Die Konstruktion der eisernen Balkenbrücken. Die Brückenbahn. Bearbeitet von K. Bernhard und Th. Landsberg. Herausgegeben von Th. Landsberg. Dritte Auflage. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 271 S. mit 276 Fig. und 16 Taf. Preis 12 *M*.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von Barkhausen, Blum, von Borries, Courtin und Weiß. 4. Bd.: Zahnbahnen. Stadtbahnen. Lokomotiven und Triebwagen für Schmalspur-, Förder-, Straßen- und Zahnbahnen. Betriebsmittel der Kleinbahnen und elektrischen Bahnen. Seilbahnen. Abschnitt B und C: Stadtbahnen. Lokomotiven und Triebwagen für Schmalspur-, Förder-, Straßen- und Zahnbahnen. Bearbeitet von Dr. O. Blum, Rimrott, von Borries, Abt. Wiesbaden 1907, C. W. Kreidels Verlag. 509 S. mit 325 Fig. und 16 Taf. Preis 12,60 *M*.

Automobiltechnische Bibliothek. Bd. II: Der Automobilzug. Eine Studie über die allgemeinen Grundlagen der Automobilzugsysteme, durchgeführt an dem Beispiel des Train-Renard. Von W. A. Th. Müller. Berlin 1907, M. Krayn. 104 S. mit 34 Fig. im Text und auf Tafeln. Preis 3 *M*.

Erweiterter Sonderabdruck einer Artikelreihe aus der Zeitschrift »Der Motorwagen«.

Moteurs a combustion interne et machines à vapeur. Von R. E. Mathot. Paris 1907, Ch. Béranger. 55 S. mit 5 Fig. Preis 5 frs.

Sonderabdruck aus »Revue de Mécanique« Bd. XIX Nr. 6.

Wie stellt man Projekte, Kostenanschläge und Betriebskostenberechnungen für elektrische Licht- und Kraftanlagen auf? 4. Aufl. Von F. Hoppe. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 440 S. mit 33 Fig. Preis 5,50 *M*.

Wissenschaft und Bildung. Einzeldarstellungen aus allen Gebieten des Wissens. Bd. 12: Die Bakterien und ihre Bedeutung im praktischen Leben. Von Dr. H. Miehe. Leipzig 1907, Quelle & Meyer. 141 S. mit 31 Fig. Preis 1,25 *M*.

Desgl. Bd. 13: Die Elektrizität als Licht- und Kraftquelle. Von Dr. P. Eversheim. Leipzig 1907, Quelle & Meyer. 121 S. mit 58 Fig. Preis 1,25 *M*.

Die Elektrizität und ihre Technik. Von W. Beck. 11. bis 20. Lieferung. Leipzig 1907, Ernst Wiest Nachf. 336 S. mit 193 Fig. im Text und auf Tafeln. Preis des Heftes 50 Pfg.

Mechanische Technologie. Band I: Formgebung auf Grund der Gießbarkeit und Bildsamkeit. Band II: Formgebung auf Grund der Teilbarkeit und durch Zusammenfügen. Von A. Lüdecke. 232 S. mit 217 Fig. Preis des Bandes 80 Pfg.

Der Mensch und die Erde. Die Entstehung, Gewinnung und Verwertung der Schätze der Erde als Grundlagen der Kultur. Von Hans Kraemer. I. Gruppe, Lieferung 28 bis 30. Berlin und Leipzig, Deutsches Verlagshaus Bong & Co. Preis der Lieferung 60 Pfg.

Die Abhandlung über die Tiere im Dienste der Kriegführung bildet gewissermaßen den Abschluß des bedeutsamen Kapitels, in dem die Verbreitung der Säugetiere, die Haustiere als menschlicher Kulturerwerb, die Entwicklung der Jagd, die Tiere als Feinde der Kultur und die Tiere in Verkehr, Sport und Kriegführung geschildert worden sind. Der folgende Abschnitt beginnt mit der Abhandlung von Prof. Verworn über die Zelle als Grundlage des Lebens.

Grundriß des Maschinenbaues. Herausgegeben von Ernst Immerschitt. 9. Bd.: Entwerfen und Berechnen von Kraftwagen. 1. Bd.: Das Wagengestell. Von E. Valentin und Dr. F. Huth. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 148 S. mit 136 Fig. und 6 Taf. Preis 4,80 *M.*

Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendungen. Herausgegeben im Auftrage der Akademien der Wissenschaften zu Göttingen, Leipzig, München und Wien sowie unter Mitwirkung zahlreicher Fachgenossen. Bd. IV 2 II. Heft 1. 124 S. Bd. V 1. Heft 4. 120 S. mit 22 Fig. Leipzig 1907, B. G. Teubner. Preis jedes Heftes 3,60 *M.*

Ausführliches Handbuch der Eisenhüttenkunde. Von Dr. Hermann Wedding. 2 Aufl. Vierter Band: Die Gewinnung des Eisens aus den Erzen. Erste Lieferung. Zweites Buch: Die Rennarbeiten. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. 196 S. mit 67 Fig. Preis 8 *M.*

Uhlands Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. I. Bd. II. Teil. 2 Abt.: Hebemaschinen. Bearbeitet von P. Diederich. Berlin 1907, W. & S. Loewenthal. 112 S. mit 186 Fig. Preis 6 *M.*

Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken unter Berücksichtigung der Heizungskosten sowie der Abdampfverwertung. Von K. Urbahn. Berlin 1907, Julius Springer. 110 S. mit 23 Fig. Preis 2,40 *M.*

Die wichtigsten Begriffe und Gesetze der Physik unter alleiniger Anwendung der gesetzlichen und der damit zusammenhängenden Maßeinheiten. Von Dr. O. Lehmann. Berlin 1907, Julius Springer. 58 S. Preis 1 *M.*

Rangliste der süddeutschen und sächsischen Staatsbaubeamten. III. Ausgabe. Von Albin Eckhardt. Marburg 1907, Karl Cauer. 157 S. Preis 1,60 *M.*

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

A new departure in rock drills. (Engineer 30. Aug. 07 S. 218/19*) Von Thos. Firth & Sons in Sheffield werden auswechselbare Schneiden für Steinbohrer gebaut, die mittels Dickendstange in dem ausgebohrten Schaft gehalten werden.

Dampfkraftanlagen.

Comparative costs of gasoline, gas, steam and electricity for small powers. Von Webber. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 159*) Die vergleichende Berechnung ist für 2, 6, 10 und 20 PS durchgeführt und fällt wesentlich zu ungunsten der Dampfkraftanlagen aus.

Mechanical equipment of the new City Hall at Newark, N. J. (Eng Rec. 17. Aug. 07 S. 182/85*) Zum Betrieb der durch Dampfpumpen gespeisten Druckwasseraufzüge sowie einer Corliss-Maschine, die die Ventilatoren treibt, sind drei Coalesville-Röhrenkessel vorhanden. Der Abdampf dient zu Heizzwecken. Die Beleuchtungsanlage wird vom städtischen Elektrizitätswerk gespeist. Schluß folgt.

Staubgefahr beim Dampfkesselreinigen. Von Morgner. (Z. Dampfk. Maschbtr. 28. Aug. 07 S. 353/55) Eigenschaften des Kesselstaubes und Einwirkung auf die Atmungsorgane. Respiratoren. Einrichtungen zum Erneuern der Luft in den Kesseln.

The Beissel water softener. (Engng. 30. Aug. 07 S. 298*) Der Speisewasserreiniger, der in Größen bis zur Behandlung von 30 cbm/st ausgeführt worden ist, besteht aus zwei übereinander liegender Doppelbehältern, die zum Regeln der zu reinigenden Wassermenge dienen, und aus denen das harte Wasser mit den Zusatzlösungen durch einen treppenförmigen Mischer in den Reinigungsbehälter fließt. Hier setzen sich zunächst die gröberen und sodann an schräg aufwärts gerichteten Stoßblechen die feineren Verunreinigungen ab. Die Zusatzlösungen werden in besondern Behältern hergestellt.

Zur Frage der kombinierten Dampfturbinen. Von Jasinsky. (Z. f. Turbinenw. 30. Aug. 07 S. 361/64*) Eingehende theoretische Untersuchung der Wirtschaftlichkeit von Dampfturbinen, die aus Hochdruck-Druckstufen (Rateau) und Niederdruck-Ueberdruckstufen (Parsons) bestehen, mit Hülfe des Entropiediagrammes von Mollier. Die Rateau-Turbine. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Ueber die Reform des Güterverkehrs auf den preußischen Staatseisenbahnen. Von Schwabe. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 30. Aug 07 S. 613/18*) Erhöhung der Tragfähigkeit der offenen Güterwagen. Beschleunigung des Wagenumlaufes durch verbesserte Belade- und Entladeeinrichtungen, durch Beförderung der Massengüter in geschlossenen Zügen oder Wagengruppen und durch Einschränkung des Verschiebedienstes. Ergebnisse des Betriebes im Jahre 1904.

A note on compound locomotives. Von Demoulin. Schluß. (Engineer 30. Aug. 07 S. 207/08*) Die Eigenschaften der Verbundmaschinen bei höheren Fahrgeschwindigkeiten, verschiedenen Kolbengeschwindigkeiten, hohem Dampfdruck und Dampfüberhitzung.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Recent locomotives and carriages on the L. and Y. Railway. (Engineer 30. Aug. 07 S. 209/12*) 4/4-gekuppelte vierzylindrige Verbundlokomotive und 68 m langer Speisewagen mit zwei dreiachsigen Drehgestellen.

Le matériel roulant des chemins de fer à l'exposition de Milan. Von Georges. (Rev. gén. Chem. de Fer Aug. 07 S. 103/57* m. 1 Taf.) Uebersicht über die ausgestellten Lokomotiven: Kupplungsverhältnis. Vergrößerung der Leistung durch Erhöhung des Dampfdruckes und Verminderung der Zylinderverluste. Kesselkonstruktionen. Rahmen. Forts. folgt.

Electric operation on New Haven Line. (Eng. Rec. 17. Aug. 07 S. 170/72*) Auf dem in New York einlaufenden Stück der Bahn ist der Einphasenbetrieb vor kurzem in Tätigkeit getreten. Gründe für die Wahl der Stromart. Wirtschaftliche Betrachtungen. Angaben über das 9000 KW-Turbinenkraftwerk sowie die elektrischen Lokomotiven und Darstellung der Stromzuführung mit Oberleitungen.

Electric locomotive of the New York, New Haven and Hartford Railroad. (El. World 24. Aug. 07 S. 363/70*) Ausführliche Darstellung der mit vier unmittelbar wirkenden Achsmotoren für Wechselstrom von 25 und 15 Per./sk ausgerüsteten Lokomotiven, die auf zwei zweiachsigen Drehgestellen ruhen, rd. 11 m lang sind und 90 t wiegen.

Ueber die charakteristischen Kurven von Drehstrommotoren mit Stufenregelung der Umdrehungszahl für die Bedürfnisse der elektrischen Traktion. Von Kummer. (Schweiz. Bauz. 31. Aug. 07 S. 112/14*) Rechnerische Ermittlung der kennzeichnenden Schaulinien für Drehmoment und Geschwindigkeit bei Regelung der Geschwindigkeit durch Stufenwiderstände im primären Stromkreis.

Die elektrischen Stellwerke auf dem Bahnhofe Schwerte. Von Schepp. Schluß. (Organ 10. Heft 07 S. 200/05*) Darstellung der Stellwerkgebäude. Uebersicht über die Baukosten. Vorschriften für die Behandlung der Akkumulatoren.

Standard turntable pit: Seaboard Air Line Ry. Von Aylett. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 164/65*) Günstige Erfahrungen mit Drehscheibengruben von 35 m Dmr. aus Beton. Konstruktion und Entwässerung der Gruben. Materialaufwand.

Die Gestalt der Lokomotivschuppen. Von Cauer. (Organ 10. Heft 07 S. 197/99*) Erörterungen über die Zweckmäßigkeit der verschiedenen Bauarten: Rechteckschuppen ohne Schiebebühnen; Rechteckschuppen mit Schiebebühnen. Schluß folgt.

Eisenhüttenwesen.

Die Erzeugung von Roheisen im elektrischen Ofen. Von Neumann. (Stahl u. Eisen 28. Aug. 07 S. 1256/63*) Bericht über die Ergebnisse des von Héroult für die kanadische Regierung in Sault-St. Marie ausgeführten Versuchofens. Darstellung des Ofens von Héroult, eines Schachtofens mit Schmelzgraben von Turnbull und des neuen Induktionsofens von Grönwall.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Kettensteg über die Aare beim Knechteninseli in Bern. Von Ackermann. (Schweiz. Bauz. 31. Aug. 07 S. 105/08*) Der Steg von 2,34 m lichter Breite wird von zwei Tragketten von 54,5 m Stützweite und 4,2 m Pfeilhöhe getragen, die auf flußeisernen Pendelstützen gelagert sind. Die als Brückentore ausgebildeten Stützen sind mit 15,4 m langen Rückhaltketten in Betonklötzen verankert. Die



Ketten bestehen aus 3,7 bis 4,56 m langen Gliedern, die von je vier 15 mm dicken Augenstäben gebildet werden.

A plate girder highway arch bridge. (Eng. Rec. 17. Aug. 07 S. 173*) Die 6 m breite Brücke über den Carnegie-See in Princeton, N. J., besteht aus vier vollwandigen Dreigelenkbogenträgern von rd. 28 m Spannweite. Windverband.

Curved girder approach viaduct of the Austerlitz bridge over the Seine. Von Bounin. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 155*) Die Anfahrrampe auf dem rechten Seine-Ufer ist eine mit rd. 74 m Halbmesser gekrümmte rd. 8 m breite Parallelträgerbrücke mit zwei Oeffnungen von rd. 32 und 37 m Spannweite. Berechnung wagerecht gekrümmter Brückenträger.

The Quebec bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 10. Aug. 07 S. 159/60* u. 17. Aug. S. 169/70*) Untergurte der Ankeröffnungen. Fahrbahnkonstruktion. Forts. folgt.

A pile trestle erected with a pivotal pile-driver. Von Balfour. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 160*) Bei der dargestellten Ramme läßt sich die Bahn des Rammbärs senkrecht zu der Bewegungsrichtung der Ramme verstellen, um auch geneigte Pfeiler eintreiben zu können. Verschiedene Pfeilerbrücken der Canadian Pacific Ry.

Straßenbrücken in Eisenbeton über die Rixdorf-Mittenwalder Kleinbahn. Von Wiig. (Deutsche Bauz. 28. Aug. 07 S. 61/63*) Konstruktionseinzelheiten und Grundlagen der Berechnung von drei Plattenträgerbrücken von 9,19 bis 11,92 m Spannweite, 10 bis 14 m Gesamtbreite und 6 bis 9 m Breite der Fahrbahn.

Investigation of the thermal conductivity of concrete and embedded steel and the effect of heat upon their strength and elastic properties. Von Woolson. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 166/68*) Die Versuche erstreckten sich auf Temperaturen zwischen 540 und 820° und haben ergeben, daß schon eine verhältnismäßig dünne Betonschicht zum wirksamen Schutz von Eisenkonstruktionen gegen Brände ausreicht. Darstellung der Versuchsergebnisse.

Elektrotechnik.

Kern River No. I power plant of the Edison Electric Company, Los Angeles. III. (El. World 24. Aug. 07 S. 359/63*) Darstellung der 10750 pferdigen Doppeltangentialräder, der 5000 KW-Drehstromerzeuger, der Transformatoren, der Schaltanlage und der Fernleitung.

Electricity in the Azores. (Engineer 30. Aug. 07 S. 219*) Auf der Insel St. Michel sind drei Wasserkraft-Elektrizitätswerke im Betriebe: Villa Franca mit 26 m Gefäll und einer 135 KW-Turbinendynamo, Ribeira Grande mit 40 m Gefäll und einer 80 KW-Turbinendynamo und Ponta Delgada mit 60 m Gefäll und drei 130 KW-Turbinendynamos. Die Dynamos erzeugen Drehstrom von 3000 bis 4000 V und 50 Per/sk. In Ponta Delgada wird die Spannung zur Fernleitung auf 11000 V erhöht.

Long Island city power-station of the Pennsylvania Railroad Company. I. (Engng. 30. Aug. 07 S. 299/301* mit 2 Taf.) Gesamtanordnung, Gründung, Kesselanlage, Kohlenbunker und verschiedene Hülfseinrichtungen des Werkes, das zunächst mit drei, später mit sechs 5500 KW-Westinghouse-Turbodynamos für Lieferung von Bahnstrom und mit zwei 2500 KW-Turbodynamos für die Beleuchtung der Tunnel ausgerüstet ist.

Installations hydro-électriques de l'Énergie Électrique du Littoral Méditerranéen. Von Marchena. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juli 07 S. 43/79* mit 4 Taf.) Die Gesellschaft besitzt gegenwärtig 6 Wasserkraftwerke mit rd. 36000 PS und außerdem drei Dampfkraftwerke mit rd. 16500 PS Gesamtleistung und versorgt die Städte Nizza, Toulon und Marseille. Weiterer Ausbau der Anlagen. Kurze Angaben über die Einrichtung der Kraftwerke.

Circular current loci of the synchronous motor. Von McAllister. (El. World 24. Aug. 07 S. 370/74*) Konstruktion des Kreisdiagrammes für Synchronmotoren unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

Definition und Bestimmung der Garantien von Wirkungsgrad und Spannungsabfall bei Maschinen und Transformatoren. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Sept. 07 S. 678/79*) Vorschläge der Maschinenfabrik Oerlikon für Normen über die Bestimmung von Wirkungsgrad, Spannungsabfall und Isolationswiderstand.

Die neue Schaltanlage der Internationalen Elektrizitäts-Gesellschaft in Wien. Von Spitzer. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Sept. 07 S. 671/75*) Das Werk enthält 12 Zweiphasenstromerzeuger von je 600 KW. Die Schaltanlage besteht aus fahrbaren Schaltfeldern, deren Verbindungen mit den verschiedenen Stromkreisen leicht gelöst werden können.

Erd- und Wasserbau.

The contractor's plant and methods on the harbor work at Gary, Ind. (Eng. Rec. 17. Aug. 07 S. 166/68*) Durch Anlage eines rd. 1,5 km langen, 75 m breiten und 6 m tiefen Kanales sollen die Eisenwerke der United States Steel Corporation unmittelbar mit dem Michigan-See verbunden werden. Darstellung der Erdarbeiten.

Ueber Konstruktion und Berechnung von Kaimauern mit Hinterlast. Von Zuckschwerdt. (Z. Arch.- u. Ing.-Wes. 07 Heft 4 S. 359/64*).

Die Talsperre von San Roque in Argentinien. Von Mattern. (Zentralbl. Bauv. 31. Aug. 07 S. 471/72*) Die seit dem Jahr 1890 im Betrieb befindliche 37 m hohe, insgesamt 115,35 m lange Staumauer ist an den Ueberlaufschwellen um rd. 3 m abgetragen worden, um das Auftreten von Zugspannungen im Mauerwerk zu verhindern.

Feuerungsanlagen.

Kirkwood oil burning furnaces. (Iron Age 22. Aug. 07 S. 492/93*) Schmiedefeuer und Glühöfen mit Oelfeuerung in den Werkstätten der Pennsylvania Lines West zu Pittsburg. Darstellung des mit Druckluft arbeitenden Oelzerstäubers.

Gasindustrie.

Grenzfragen der Gaswerke. Von Kobbert. (Journ. Gasb.-Wasserv. 24. Aug. 07 S. 781/86) Erörterungen über wirtschaftliche Fragen.

Gesundheitsingenieurwesen.

Work at the Madeleine Sewage Experiment Station, Pasteur Institute of Lille, France. Von Phelps. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 162/63) Ergebnisse von Versuchen mit Kontaktfiltern und Berieselungsfiltern in den Jahren 1904 bis 1905. Günstige Erfahrungen mit Berieselungsfiltern.

Gießerei.

Einiges über Tempergießereien. Von Müller. (Stahl u. Eisen 28. Aug. 07 S. 1247/51*) Betrieb von Gießereien mit Tiegelöfen; Eigenschaften der Tiegel, Gattierung. Gießereien mit Kuppelöfen, Schmelzbirnen und Martinöfen; Betrieb, Gattierung, Eigenschaften des gewonnenen Eisens, Instandhalten der Oefen nebst Zubehör.

The patternmaking of a locomotive cylinder. Von Wolfenden. (Am. Mach. 31. Aug. 07 S. 230/32*) Modell, Kernmarken und Kernbüchsen für den Dampfzylinder mit halbem Sattel.

Heizung und Lüftung.

Die Warmwasserheizung »System Reck« mit Wassermischung. (Journ. Gasb.-Wasserv. 24. Aug. 07 S. 549/56*) Uebersicht über die Anwendung der bekannten Heizung. Wirkungsweise und Darstellung mehrerer eigenartiger Ausführungen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Coal handling plant of the Fort Wayne and Wabash Valley Traction Ry. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 170*) Bei dem dargestellten Kraftwerk, das 5 Turbodynamos von je 1500 und je eine von 500 und 400 KW enthält, sind die Maschinen im Obergeschoß, die Kessel darunter angeordnet. Eine an der Längsseite des Kraftwerkes fahrbare Verladebrücke fördert die Kohle in einen hochgelegenen Bunker, aus dem sie unmittelbar vor die Kesselfeuerungen fällt.

Maschinenteile.

Nyflexmet expansion joints. (Iron Age 15. Aug. 07 S. 430/31*) Das biegsame Rohr besteht aus schraubenförmig gewickelten, ineinander greifenden Stahlbändern und wird durch mehrere Spannstangen in der Längsrichtung zusammengehalten.

Materialkunde.

Ueber die Chrombestimmung im Stahl, insbesodere bei Anwesenheit von Wolfram. Von Knorre. (Stahl u. Eisen 28. Aug. 07 S. 1251/56) Eingehende Angaben über die Durchführung verschiedener Verfahren.

Tests of the adhesion of steel to concrete in beams. (Eng. News 15. Aug. 07 S. 169/70*) Mitteilung von Johnson über seine Versuche, insbesondere über das von ihm verwendete Prüfverfahren. Erörterungen über die Ergebnisse.

Die Druckfestigkeit des umschnürten Betons. Von Saliger. (Deutsche Bauz. 28. Aug. 07 S. 63/64*) Angabe von zwei Berechnungsarten für die Festigkeit von zylindrischen, mit Eisenumschnürung versehenen Betonkörpern. Rechnungsbeispiele.

Mechanik.

Le calcul des flèches des poutres par l'intégration graphique. Von Aragon. Schluß. (Génie civ. 24. Aug. 07 S. 277/81*) S. Zeitschriftenschau v. 31. Aug. 07.

A diagram for calculating moments of inertia. Von Thelin. (Am. Mach. 31. Aug. 07 S. 218*) Das Diagramm ist zum unmittelbaren Ablesen der Trägheitsmomente von rechteckigen und aus kleinen Rechtecken zusammensetzbaren Querschnitten bestimmt.

Torsionsschwingungen von Wellen mit beliebig vielen Massen. Von Holzer. (Schiffbau 28. Aug. 07 S. 823/25) Ausführliche rechnerische Behandlung der Aufgabe. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Remarks on pressure-gauges. Von Stromeyer. (Engng. 30. Aug. 07 S. 316/19*) Konstruktionsgrundsätze, neuere Untersuchungen und Verbesserungen an Druckmessern und Indikatoren.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. (ETZ 29. Aug. 07 S. 861/62*) Meßbereich, Wirkungsweise und Konstruktion zweier geprüfter und beglaubigter Induktionszähler für Wechselstrom der Siemens-Schuckert-Werke.

Making a dial measuring machine. Von Perrigo. (Am. Mach. 31. Aug. 07 S. 226/28*) Die dargestellte Maschine ist für die Prüfung der Genauigkeit von bearbeiteten Stücken bestimmt. Die Spitzenentfernung wird auf das bestimmte Maß eingestellt, wobei der Zeiger auf null zeigt. Je nachdem das zu prüfende Stück größer oder kleiner ist, schlägt der Zeiger nach der einen oder andern Richtung aus.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson und Smith. Forts. (Engineer 30. Aug. 07 S. 203/06*) Drehbankbetten.

Modern machinery and its future development. Von Brackenbury. (Engng. 30. Aug. 07 S. 313/15*) Der Aufsatz beschäftigt sich mit kleineren Werkzeugmaschinen und behandelt die Zweckmäßigkeit verschiedener Konstruktionen im Zusammenhang mit Anschaffungs- und Betriebskosten.

Work of the floor-plate boring mill. (Am. Mach. 31. Aug. 07 S. 215/17*) Das in den Werkstätten der Crocker-Wheeler Electric Co. aufgestellte wagerechte Drehwerk ist mit einer ringförmigen umlaufenden Scheibe versehen, auf der das Werkstück aufgespannt und bei feststehendem Werkzeugträger außen oder innen bearbeitet wird. Ist der Durchmesser des Werkstückes zu groß, so wird es gleichachsig zum Drehwerk auf dem Boden der Werkstätte aufgespannt und der Werkzeugträger auf der umlaufenden Scheibe befestigt.

A large hydraulic flanging press. Von Dixie. (Am. Mach. 31. Aug. 07 S. 221/24*) Herstellung der Dampfdome und Feuerbüchsenbleche auf einer 200 t-Druckwasserpresse in den Werkstätten der Pennsylvania R. R. zu South Altoona.

The Gardner-Biggert straightening press. (Iron Age 22. Aug. 07 S. 500/01*) Die von der United Engineering and Foundry Co. in Pittsburgh, Pa., gebaute Maschine wird von einem 30pferdigen Elektromotor durch ein doppeltes Rädervorgelege angetrieben. Die Entfernung zwischen dem festen und dem beweglichen Preßbacken wird durch Verstellen zweier keilförmiger Einlagen mit Hülfe von Druckwasserzylindern verändert.

The Davidson automatic drill chuck. (Iron Age 15. Aug. 07 S. 436*) Im Innern der Spannhülse sind mehrere Klemmbacken gelagert, die durch den Widerstand des Bohrers selbsttätig festgezogen werden. Das Werkzeug kann ohne Abstellen der Maschine ausgewechselt werden.

Ueber Versuche mit Lötmitteln. Von Lippmann. (ETZ 29. Aug. 07 S. 856/60*) Untersuchungen über den Säuregehalt und die ätzende Wirkung von Lötmitteln. Erörterungen über den Wert von mechanischen und elektrischen Versuchen an Lötverbindungen. Darstellung einwandfreier Versuche. Schluß folgt.

Metallhüttenwesen.

The rolling of sheet copper. Von Copperman. (Iron Age 22. Aug. 07 S. 507/09) Vergleich der Walzgerüste für Kupfer- und Stahlblech. Kühlung und Schmierung der Walzen. Antrieb. Bearbeitung der rohen Barren. Aetzen. Kaltwalzen. Zahlenbeispiel für die Ausbeute.

Pumpen und Gebläse.

Wirkungsgrade bei Kolben- und Zentrifugalpumpen. Von Hagemann. (Z. Dampfk. Maschbtr. 28. Aug. 07 S. 349/53*) Vierfachwirkende Dampfpumpe mit Steuerung durch querbewegliche, mit Ventilen versehene Kolben.

Glatter Diffuser bei Zentrifugalpumpen. Von Novák. (Z. f. Turbinenw. 30. Aug. 07 S. 364/68*) Aus den an die Abhandlung von Grun — s. Z. 1907 S. 543 — angeknüpften Berechnungen folgert der Verfasser, daß der glatte Diffuser sich den verschiedenen Förderhöhen besser anpaßt als der mit Schaufeln versehene. Darstellung einer Einrad-Kreiselpumpe für große Förderhöhen mit einem umlaufenden und einem festen Diffuser.

Schiffs- und Seewesen.

The new Indian liner »City of London« Von Taylor. (Marine Eng. Sept. 07 S. 345/47*) Das für den Verkehr nach Vorderindien bestimmte Schiff ist 152 m lang, 17 m breit und hat 8800 t Wasserverdrängung. Es wird von einer 6500pferdigen Vierzylindermaschine von 75 Uml./min angetrieben. Inneneinrichtung. Hülfsmaschinen.

Light draft single screw passenger steamer. (Marine Eng. Sept. 07 S. 356/63*) Das Boot »Kalika«, das von Philip & Son in Darmouth für den Dienst in und bei Bombay erbaut ist, ist 47 m lang und 7,8 m breit und geht 2,25 m tief. Zum Antrieb dient eine 500pferdige Dreifach-Expansionsmaschine von 175 Uml./min. Ausführliche Darstellung der Konstruktion.

The auxiliary coasting schooner »Northland«. (Marine Eng. Sept. 07 S. 352/55*) Das von der Cobb-Butler Co. in Rockland, Me., gebaute Viermastschiff von 2047 t Wasserverdrängung ist mit einem 500pferdigen, doppeltwirkenden, umsteuerbaren Benzinmotor der Standard Motor Construction Co. in Jersey City ausgerüstet und führt rd. 2300 ltr Benzin in zwei Behältern mit sich. Der Motor wird mit Druckluft angelassen.

Single screw steam light vessels. (Marine Eng. Sept. 07 S. 375/78*) In der dargestellten Normalbauart mit einer Verbundmaschine werden gegenwärtig fünf Feuerschiffe für die amerikanische Regierung ausgeführt. Die Dampfer sind rd. 41 m lang, 8,7 m breit und gehen bei 660 t Wasserverdrängung 3,8 m tief. Schiffskörper und Deckeinrichtung. Schluß folgt.

Combined indicator cards. Von Linch. (Marine Eng. Sept. 07 S. 348/51*) Zusammenlegung der Diagramme der Maschinen des Fracht- und Personendampfers »City of Chester« und des Frachtdampfers »Mohican«. Abmessungen der Schiffe und Folgerungen aus den Diagrammen. Schluß folgt.

Étude de quelques procédés et méthodes de sauvetage et de renflouage des navires sous-marins. Von Dibos. (Mém. Soc. Ing. Civ. Juli 07 S. 10/42) Mittel zur Rettung der Besatzung und zum Heben gesunkener Untersee- oder Tauchboote. Rettungstüren. Hebung mit Druckluft, mit Schwimmdocks und mit Schwimmkranen.

Textilindustrie.

Studien über die Bildung des Kötzers beim Selfactor. Von Früh. Schluß. (Dingler 31. Aug. 07 S. 546/49*) S. Zeitschriftenschau v. 7. Sept. 07. Quadrant mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit.

Vorrichtung für Ringspinn- und Ringzwirnmaschinen mit Drehringen zum Regeln der Fadenspannung. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Sept. 07 S. 1007/08*) Um weichgedrehte Schußgarne auf der Ringspinnmaschine erzeugen zu können, läßt Charles de Rosetti in Paris den Ring mit einer Geschwindigkeit umlaufen, die der Umdrehungszahl des Arbeiters annähernd gleich kommt.

Vlieswickler für Spinnereivorbereitungsmaschinen. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 1. Sept. 07 S. 1009*) Durch den von Hellig in Kaysersberg konstruierten Vlieswickler kann das Vliesende ohne Beihülfe des Arbeiters, also selbsttätig, um die Wickelrolle herumgelegt werden.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Coke oven gas power in Germany. Von Eyermann. (Iron Age 22. Aug. 07 S. 490/91*) Kraftwerk des Eschweiler Bergwerks-Vereines mit zwei 500 PS- und drei 1200 PS-Motoren, die mit Koksofengas von 3000 WE Heizwert betrieben werden. Zusammensetzung des Gases.

Ziegelei und Tonindustrie.

Die heutige Ziegelindustrie. Von Benfey. Schluß. (Dingler 31. Aug. 07 S. 549/52*) Ringöfen, Zickzacköfen und mehrschenkelige Ringöfen. Gaskammeröfen, Muffelöfen und Dämpföfen.

Rundschau.

Da sich bis jetzt Maschinen mit rotierendem Kolben und entsprechend hoher Umlaufzahl im Betrieb nicht bewährt haben, so kann für Leistungen zwischen 50 und etwa 750 PS für Elektrizitätswerke mit der Dampfturbine am erfolgreichsten die eingekapselte stehende Kolbenmaschine mit hoher Umlaufzahl in Wettbewerb treten, wie sie sich neben der Dampfturbine namentlich in England entwickelt hat. In der Tat sind die Dampfturbinen und diese gekapselten Schnellläufer in englischen Elektrizitätswerken die verbreitetsten Antriebmaschinen, während letztere in Deutschland und Oesterreich nur selten anzutreffen sind. Die Maschinen sind vollständig abgeschlossen und schmieren sich in allen Teilen selbsttätig, so daß die Bedienung abgesehen von der Beobachtung des Preßölmanometers geringfügig ist; ihr Oelverbrauch beträgt etwa 300 bis 400 g für 1 st und 100 PS Nennleistung.

Die Aktiengesellschaft für Maschinenbau vorm. Brand & Lhuillier, Brünn, baut seit einer Reihe von Jahren mit Erfolg solche doppeltwirkende Kapselmaschinen, deren Anordnung aus Fig. 1 und 2 hervorgeht, und über die die wichtigsten Angaben in der folgenden Zahlentafel zu finden sind. Der mechanische Wirkungsgrad beträgt wegen der sorgfältigen Schmierung bei Auspuffmaschinen rd. 96 vH, bei Kondensation, die durch Riemen- oder Seilantrieb erfolgt, rd. 94 vH. Der Zusammenbau von Dampfmaschine und Dynamo ist ein sehr inniger; die Dynamo erfordert nur ein Außenlager; beide Maschinen sind in der Schwungradnabe gekuppelt, Fig. 3.

Die Kolbengeschwindigkeiten liegen etwas über 3 m/sk. Zur Steuerung dienen Kolbenschieber mit selbstspannenden

Uml./min	größte Leistung bei 14 at Kesselspannung		Dampfverbrauch pro PS_i-st bei 350° C und günstigster Leistung		Hub	Hochdruck-Zyl.-Dmr.	Niederdruck-Zyl.-Dmr.
	Auspuff	Kondensation	Auspuff	Kondensation			
	PS_i	PS_i	kg	kg	mm	mm	mm
520	70	82	7,8	5,6	170	150	260
460	94	110	7,8	5,6	200	170	300
420	136	160	7,7	5,5	230	200	350
390	180	213	7,6	5,4	260	220	400
360	235	276	7,5	5,3	290	250	450
330	280	337	7,4	5,2	320	270	500
300	390	465	7,2	5,0	360	310	580
420	314	375	7,3	5,1	230	290	550
390	390	465	7,2	5,0	260	320	600
360	470	560	7,1	4,9	290	350	650
330	635	760	6,9	4,7	320	400	750

Fig. 1 und 2.

Kapselmaschine der A.-G. für Maschinenbau vorm. Brand & Lhuillier.

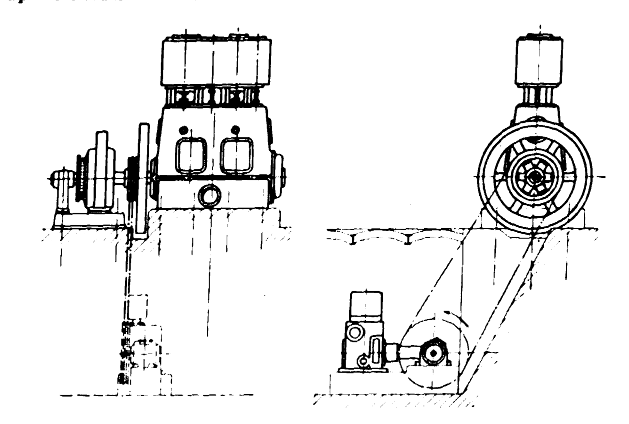
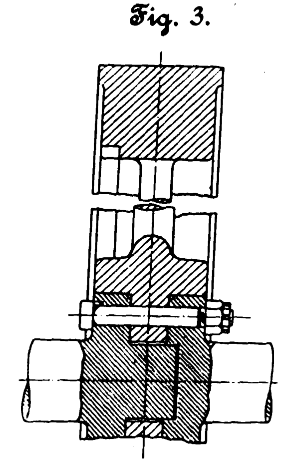


Fig. 3.



Ringen, so daß auch hohe Dampfüberhitzung angewendet werden kann. Die Kapselmaschine samt Dynamo ist keinesfalls teurer als eine Dampfturbine mit Dynamo, in den kleineren Größen sogar billiger. Strahlturbinen haben bei Auspuffbetrieb einen wesentlich höheren Dampfverbrauch, als die Zahlentafel angibt, bei 100 PS etwa 14 bis 15 kg/PS_e-st. Natürlich kann eine solche Kapselmaschine auch mit Transmissionsantrieb vom Schwungrad aus arbeiten. Bei Leistungen von 500 PS abwärts müssen die besondern Verhältnisse des Einzelfalles entscheiden, ob die Kapselmaschine oder die Turbine richtiger ist.

F. Niethammer.

Der Deutschen Bauzeitung[1]) entnehmen wir die nachstehenden Angaben über die auf S. 1081 bereits erwähnten **Brückenbauten über den Rhein bei Köln**, die die alte Gitterbrücke ersetzen sollen.

Die Eisenbahnverwaltung hat drei Pläne für die Aufstellung der nach ihren Entwürfen zu erbauenden Brücken ausgearbeitet. Der erste schlägt vor, zuerst die nördliche der beiden Eisenbahnbrücken in ihrer endgültigen Lage aufzustellen und den bisherigen Eisenbahnverkehr einstweilen ganz darüber zu leiten. Die alte Eisenbahnbrücke soll dann für den Straßenverkehr eingerichtet und die alte Straßenbrücke abgebrochen werden. Hierauf wird die neue Straßenbrücke und nach ihrer Eröffnung die zweite Eisenbahnbrücke aufgestellt. Die Ausführung würde vom 15. März 1908 bis zum 1. Oktober 1913 dauern. Der zweite Vorschlag, durch den die Bauzeit um zwei Jahre verkürzt werden soll, geht dahin, die stromabwärts gelegene Eisenbahnbrücke in ihrer endgültigen Lage und gleichzeitig die neue Straßenbrücke stromaufwärts verschoben aufzustellen, so daß dann die alte Straßenbrücke und die alte Eisenbahnbrücke gleichzeitig abgetragen werden könnten. Nach Abbruch der alten Straßenbrücke müßte die neue in ihre endgültige Lage verschoben werden. Nach dem dritten Plane würde die alte Straßenbrücke unter Aufrechterhaltung des Verkehrs stromaufwärts verschoben, und an ihrer Stelle würden die beiden neuen Eisenbahnbrücken gleichzeitig aufgestellt werden; die stromabwärts gelegene in ihrer endgültigen Lage, die andre zwischen der alten Eisenbahnbrücke und der verschobenen Straßenbrücke. Nach Aufstellung der Ueberbauten würde die alte Eisenbahnbrücke abgebrochen und die neue in ihre richtige Lage verschoben werden. Hierauf könnte die neue Straßenbrücke in ihrer richtigen Lage aufgestellt und die alte abgebrochen werden.

Zur Ausführung dieses umfangreichen Unternehmens, das also den Abbruch der beiden alten Brücken und die Ausführung und Aufstellung der neuen zu rd. 15500 t Eisengewicht veranschlagten Ueberbauten umfassen würde, haben sich die größten deutschen Eisenbauanstalten zu Gruppen vereinigt, die je gemeinschaftliche Angebote abgegeben haben, und zwar 1) Gutehoffnungshütte in Oberhausen, Brückenbauanstalt Gustavsburg bei Mainz, Gesellschaft Harkort in Duisburg und A-G. Union in Dortmund; 2) Beuchelt & Co. in Grünberg (Schlesien), Louis Eilers in Hannover-Herrenhausen und Vereinigte Königs- und Laurahütte in Königshütte O/S.; 3) Brückenbau Flender in Benrath, Hein, Lehmann & Co. in Düsseldorf und Aug. Klönne in Dortmund; dazu kommt als vierter Bieter die Cleveland Bridge and Engineering Company, Darlington, England. Von diesen haben nur die unter 1) und 4) genannten Bewerber Angebote auf die Ausführung der Arbeiten nach dem zweiten und dritten Bauplan abgegeben und zwar:

Bewerber	zweiter Plan		dritter Plan	
	Grundpreis ℳ/t [1])	Gesamtbetrag Mill. ℳ	Grundpreis ℳ/t [1])	Gesamtbetrag Mill. ℳ
Cleveland Co. .	673,0	11,099	683,0	11,464
Gruppe 1 . . .	464,5	7,535	464,5	8,110

[1]) bezogen auf 1 t Gewicht der neuen Ueberbauten.

Auf die Ausführung nach dem ersten Plan haben alle 4 Bewerber Angebote abgegeben, und zwar:

Bewerber	erster Plan		
	Grundpreis ℳ/t	Gesamtbetrag Mill. ℳ	Fertigstellung am
Cleveland Co. .	616,0	10,112	1. Okt. 1913
Gruppe 1 . . .	449,0	7,212	1. » 1913
» 2 . . .	429,9	7,086	1. April 1912
» 3 { . .	399,55	6,455	1. » 1912
. .	389,55	6,260	1. Jan. 1912
. .	379,55	6,115	1. Juli 1911

In der vorstehenden Zusammenstellung beziehen sich die drei Angebote der Gruppe 3 auf drei verschiedene Ausführungsarten nach dem ersten Bauplan.

Der zweite **Turbinenkreuzer** der deutschen Marine **»Stettin«** ist zurzeit auf seinen Probefahrten begriffen. Das von der Stettiner Maschinenbau-A.-G. »Vulcan« gebaute Schiff unterscheidet sich wesentlich von dem ersten Turbinenkreuzer »Lübeck«, da die Turbinenanlage bedeutend stärker ist, die Abmessungen des Schiffes größer sind und auch die Bewaffnung gegenüber »Lübeck« verstärkt ist. Die Länge der »Stettin« beträgt 111 m, die Breite 13,3 m, der Tiefgang 4,8 m bei 3450 t Wasserverdrängung. Die Bewaffnung besteht aus zehn 10,5 cm- und acht 5,2 cm-Schnellfeuergeschützen. Zum Antrieb dienen Parsons-Turbinen, die ebenfalls mancherlei Verschiedenheiten gegenüber der Anlage auf »Lübeck« aufweisen. Die Geschwindigkeit des neuen Schiffes soll 24 Knoten, der Aktionsradius 5000 Seemeilen betragen. (Schiffbau 28. August 1907)

In Z. 1906 S. 1087 sind kurze Angaben über den Umfang der **japanischen Eisenbahnen** zu Ausgang des Rechnungsjahres 1903/4 gemacht worden, wonach die Gesamtlänge dieser

[1]) vom 21. August 1907.

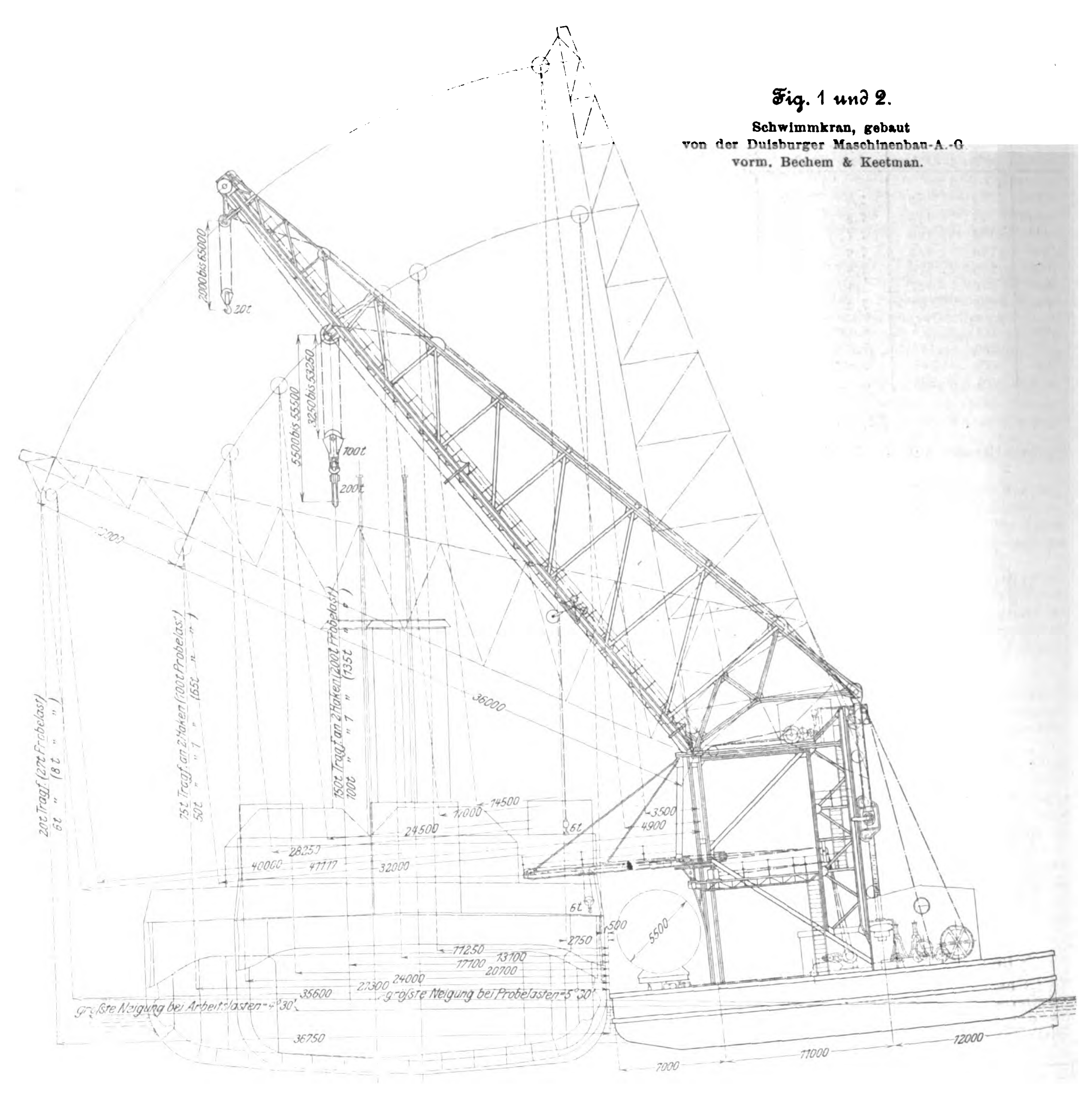


Fig. 1 und 2.

Schwimmkran, gebaut von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman.

Bahnen damals 7200 km betrug. Daß sich die Eisenbahnen seitdem in ansehnlichem Maße weiter entwickelt haben, ergibt der Jahresbericht des Eisenbahnamtes des japanischen Verkehrsministeriums für das Jahr 1905/6, wonach am Ende dieses Jahres insgesamt 9030 km Eisenbahnen im Betrieb standen, davon 3370 km Staatsbahnen und 5660 km Privatbahnen. Der Bestand an rollendem Material umfaßte 1717 Lokomotiven, 5340 Personen- und 27183 Güterwagen. Befördert wurden in dem genannten Jahre 113675403 Personen, das sind etwa 9 vH mehr als im Vorjahr, und 21530064 t Güter oder reichlich 10 vH mehr als im Vorjahr.

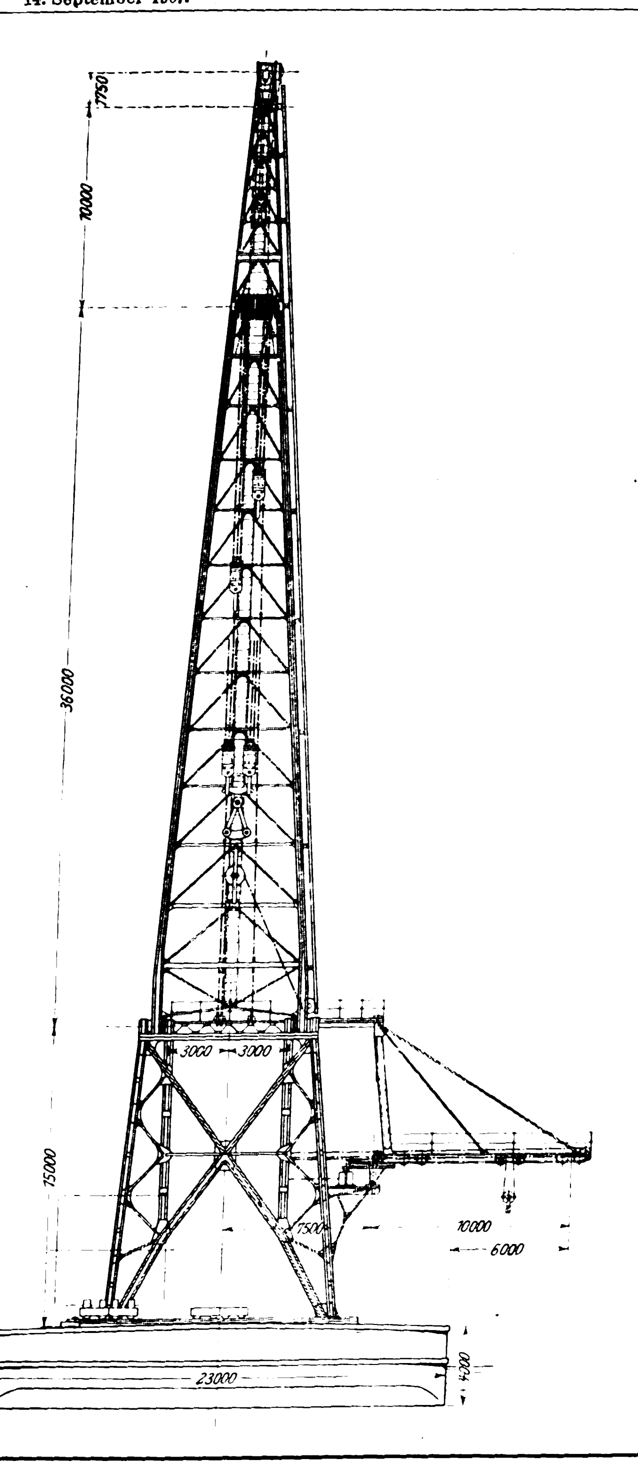
Wie sehr sich die Ansprüche an die Größe und Tragfähigkeit der Schwimmkrane für Werftbetrieb fortgesetzt steigern, zeigt ein neuer, von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman in Duisburg gebauter **Riesenschwimmkran.**

Bisher hielt man es für ausreichend, derartigen Kranen eine Tragfähigkeit von 100 t zu geben, und nur wenige Ausführungen der neuesten Zeit gehen bis 150 t hinauf. So haben beispielsweise von den 5 Riesenschwimmkranen, welche die genannte Firma für Deutschland und für das Ausland gebaut hat, vier 100 t und einer 140 t Tragfähigkeit. Der zurzeit in Arbeit befindliche, in Fig. 1 und 2 dargestellte Schwimmkran, der für eine russische Werft bestimmt ist, soll dagegen imstande sein, Lasten von 200 t zu heben.

Mit Rücksicht auf die im Kriegschiffbau sich geltend machenden Bestrebungen, die Breite der Schiffe zu vergrößern, sind auch die Ausladung und die Höhe des Kranes gegenüber früheren Ausführungen wesentlich vergrößert.

Die Last von 200 t trägt der Kran bei einer Ausladung von 11,25 m, von der Pontonkante aus gemessen; die Probelast für diese Ausladung beträgt 265 t. 150 t Nutzlast und 200 t Probelast sind noch bei einer Ausladung von 17,1 m zulässig. Die größte Ausladung von 36,75 m über Pontonkante gestattet noch Lasten bis zu 20 t.

Außer den beiden Lasthaken ist seitlich am Ausleger eine Schräglaufkatze von 6 t Tragfähigkeit angeordnet, die ein wertvolles Hülfshebezeug darstellt. Ein weiterer Hülfsdrehkran, der dazu bestimmt ist, Lasten aus längsseit liegenden Last-



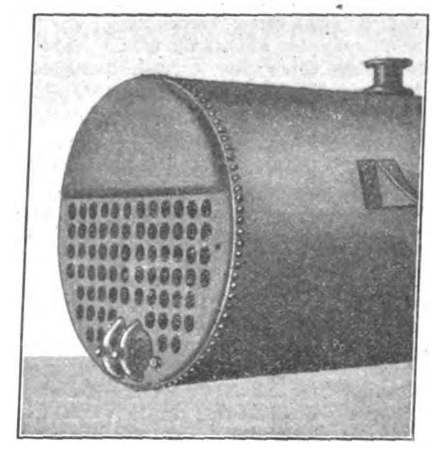
kähnen auf Deck des Pontons zu bringen, befindet sich unten am festen Stützgerüst. Vor dem Ausleger an Deck stehen zwei Lastwagen für je 75 t Tragfähigkeit, welche zur Aufnahme und Verteilung schwerer Lasten bestimmt sind.

Sämtliche Krantriebwerke werden durch Dampfmaschinen bewegt.

Im August des nächsten Jahres soll der Kran in Betrieb genommen werden.

Von der S. Freeman & Sons Mfg. Co. in Racine, Wis., wird ein eigenartiger **Rohrboden für Dampfkessel, Bauart Rheulan,** Fig. 3 und 4, ausgeführt[1]), der es ermöglicht, die bei ebenen Rohrböden unentbehrlichen durchgehenden Längsanker zu vermeiden, ohne daß der ganze Boden gewölbt wird. Der im unteren Teil ebene, oben gewölbte Boden, der bei Rotglut in einer Druckwasserpresse geformt wird, wird außer von den Röhren selbst durch die rechtwinklige Biegung

Fig. 3 und 4.





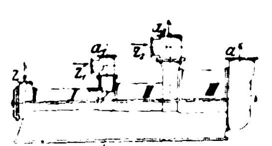
des Bodenbleches nach außen versteift. Versuche an einem 5,4 m langen Kessel von 1,83 m Dmr., dessen Mantelblech 11 mm und dessen Boden 14,3 mm dick war, haben bis zu 22 at Prüfdruck keine Durchbiegung des Bodens nach außen erkennen lassen. Trotzdem dürfte der Wert dieser Rohrbodenkonstruktion angesichts ihrer größeren Herstellkosten nicht so bedeutend sein, zumal man die Schwierigkeiten beim Einwalzen von Rohren in gewölbte Böden schon überwunden hat.

Die diesjährige **internationale Automobilausstellung in Berlin** findet in der Zeit vom 5. bis 22. Dezember 1907 im Ausstellungsgebäude am Zoologischen Garten statt, und zwar werden vom 5. bis 15. Dezember Luxusfahrzeuge und vom 19. bis 22. Dezember Lastwagen, Omnibusse, Motorboote, Motordroschken usw. ausgestellt werden. Näheres teilt die Allgemeine Automobil-Zeitung vom 30. August 1907 mit.

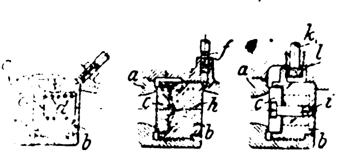
[1]) The Iron Age 18. Juli 1907.

Patentbericht.

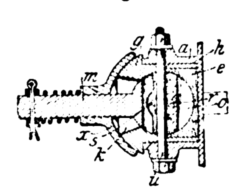
Kl. 14. Nr. 182026. Dampfturbinenregelung. H. Jansson, Friedenau bei Berlin. Bei Vielstufenturbinen muß nach anerkannter Theorie das in jeder Stufe umzuwandelnde Arbeitsvermögen des Dampfes um so kleiner sein, je kleiner die Umlaufzahl werden soll, woraus folgt, daß bei gleichbleibendem Spannungs- und Wärmegefälle die Stufenzahl für die größte Geschwindigkeit am kleinsten, für die kleinste am größten ausfällt. Um dies zu vermeiden und bei abnehmender Leistung auch die Stufenzahl verringern zu können, wird entsprechend der Stufenverminderung die Eintrittspannung des Dampfes durch Druckminderer so herabgesetzt, daß die Auspuffspannung unverändert bleibt, wodurch das Wärmegefälle verkleinert wird. Zur Ausführung des Verfahrens wird bei einer Turbine mit beispielsweise drei Gruppen *I*, *II*, *III* von abnehmender Stufenzahl jede Gruppe mit einer Dampfzuführung z, z_1, z_2 und einem Auspuff a_1, a_2, a versehen, wodurch sich 6 verschiedene Leistungen erzielen lassen. Bei Vollkraft wird der Dampf ohne Verminderung der Eintrittspannung von z nach a geleitet, bei zunehmender Verminderung der Reihe nach von z nach a_2, von z_1 nach a, von z nach a_1, von z_1 nach a_2 und von z_2 nach a; die beaufschlagten Gruppen sind also nach der Reihe *I II III*, *I II*, *II III*, *I*, *II*, *III*. Auf diese Art kann auch die Leistung ohne Aenderung der Umlaufzahl stufenweise vermindert werden.



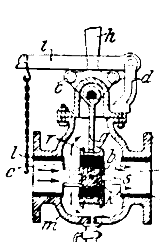
Kl. 14. Nr. 183858. Ringschieber für mehrstufige Dampfturbinen. R. Schulz, Berlin. In jedes Leitrad a ist vor den Kanaleingängen ein mittels Getriebes kl einstellbarer Ringschieber b eingebaut, der mit besondern Liderungsmitteln c in Ring- oder in Bogenform für Kanalgruppen oder jeden einzelnen Kanal versehen ist. Diese werden außer durch den Arbeitsdampf durch Federn d oder unter Einwirkung von Druckschrauben f durch mittlere Druckrippen h angedrückt. Liderungen c für einzelne Kanäle werden an den Enden durch Schrauben i gehalten, die einen zum Andrücken genügenden Spielraum gewähren.



Kl. 47. Nr. 184406. Reibkupplung. H. H. Benn, Prerau (Mähren). Das an der treibenden Welle a befestigte Gehäuse bpb_1 trägt fest gelagert in p Kniehebel gf, deren freie Enden beim Strecken eine an der getriebenen Welle a_1 befestigte Scheibe d mittels Ringes e an b drücken. Gestreckt werden die Kniehebel durch (nicht gezeichnete) Federn an den Enden der Verlängerungen g_2 von g, die diese Enden nach innen ziehen, sobald die Muffe c mit den an g_2 angreifenden Hebeln g_1 nach rechts geschoben wird. Durch Drehung von b_1 zur Verschraubung von pp_1 in b kann der Reibungsdruck geregelt werden.

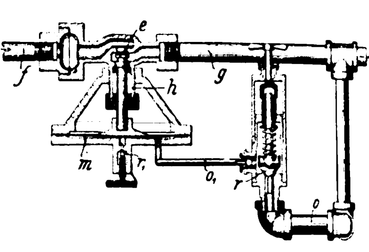


Kl. 47. Nr. 184461. Kreuzgelenkkupplung. Electric and Train Lighting Syndicate, Ltd., Montreal (Quebec, Kanada). Die geschlitzte Kugel am Ende der Welle m ist gelagert in zwei bei h übereinander greifenden Halbkugelschalen e, g, die in eine an der zweiten Welle befestigte Hülse a eingefügt sind; ein Bolzen u, der durch den Schlitz der Kugel geht und somit auch zur Kraftübertragung dient, hält die Teile e, g, a des Gelenkes zusammen, so daß es leicht gelöst werden kann. Zur Verminderung der Abnutzung geht u nicht unmittelbar durch den Kugelschlitz, sondern durch ein Gleitstück r mit Verstärkung s, das sich zwischen den beiden Ebenen o des Schlitzes um den Kugelmittelpunkt drehen kann. Eine Kugelschale x hält an der Lageröffnung k den Staub ab.

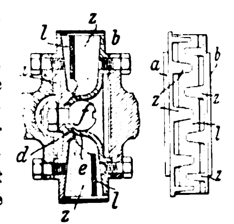


Kl. 47. Nr. 184530. Rohrbruchventil. E. L. Bazin, Nantes. Das Leitungsrohr l hat Durchflußöffnungen e, f und wird in seinem mittleren verstärkten Teile m durch einen Kolben k abgeschlossen, der mittels eines durch Schlitze s gehenden Bolzens b mit dem m umgebenden Rohrschieber r und einem Hebel g verbunden ist. Der nach einem Rohrbruch von links oder rechts her auf k wirkende Strömungsdruck schließt durch r die Oeffnungen f oder e. Mit dem auf der Welle von g sitzenden Handhebel h kann r von außen bewegt werden. Ein passend belasteter Hebel i hält durch Druck auf die Rollen c, d den Rohrschieber r in der Mittellage und öffnet bei Abschluß von r mittels Kette einen Dampfauslaßhahn.

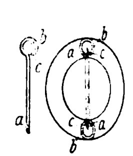
Kl. 47. Nr. 183885. Druckminderventil. Electric Boat Company, New York. Zur weitgehenden, aber genauen Herabminderung des Druckes (z. B. von 150 auf 10 at) ist das oben vom Hochdruck belastete Ventil e durch eine Stopfbüchse h hindurch mit einer biegsamen Platte m fest verbunden, unter die man durch Rohre o, o_1 den Minderdruck leitet, so daß sich bei völlig offener Leitung o, o_1 die Drücke in f und g umgekehrt wie die Flächen von e und m verhalten würden. Um nun auch größere Minderdrücke zu erzielen, ist in die Leitung o, o_1 ein Rückschlagventil r eingefügt, dessen Belastung man so einstellt, daß der größere Minderdruck auf den erforderlichen kleineren Wert herabgedrosselt wird. Da aber die Stauung in o_1 die Drosselung bald unwirksam machen würde, ist ein Auslaßventil r_1 angeordnet. Steigender Druck in o_1 vermehrt die Ausströmung durch r_1 und vermindert als Rückdruck die Einströmung durch r; es muß sich deshalb ein Gleichgewichtzustand in o_1 einstellen. Das Ventil r_1 kann somit zur Feineinstellung des Minderdruckes dienen.



Kl. 47. Nr. 183942. Bewegliche und nachgiebige Kupplung. Société Automobiles Charron, Girardot & Voigt, Puteaux. An den Wellenenden befestigte Scheiben a, b greifen mit Zähnen z in versetzte Lücken eines Kautschukringes l, der die Triebkraft federnd überträgt. Ein zwangläufig geschlossenes Kugelgelenk def hält die Wellen zusammen und gestattet, sie schräg zu stellen.



Kl. 47. Nr. 184460. Sicherungssplint. W. R. Zeidler, Dresden-A. Zwei gleiche, aus halbrundem Draht gefertigte Stifte mit Kerb a, Ring b und federndem Zahn c werden einander entgegen, mit den flachen Seiten aufeinander liegend, durch die betreffende Bohrung gesteckt, bis je ein Zahn c in den Kerb a des andern Stiftes eingreift. Die Federung von b gestattet die Lösung und Wiederverwendung.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Die Kraftmaschinen auf der Deutschböhmischen Ausstellung in Reichenberg.

Sehr geehrte Redaktion!

Auf Wunsch des Hrn. Ingenieurs U. Minetti der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen i. E. erlaube ich mir, in Ergänzung meines Berichtes über die Deutschböhmische Ausstellung in Reichenberg (s. Z. 1907 S. 943) anzuführen, daß der Gedanke, für einen Oeldruckregler für Wasserturbinen das Oel bei gleichbleibender Belastung frei durch den Spalt des Regelventiles strömen zu lassen und erst durch die Absperrung beim Verschieben des Ventiles entsprechend der Be- oder Entlastung der Turbine den erforderlichen Oelüberdruck zu erzeugen, zuerst von Hrn. Minetti verwendet wurde und ihm seit dem Jahre 1900 durch Patente in Deutschland, Frankreich und der Schweiz geschützt ist.

Wie mir jedoch bekannt ist, wurde der Regler der Prager Maschinenbau-A.-G., der auf demselben Gedanken beruht, von Hrn. Ingenieur Maurer gegen 1902 ohne Kenntnis der Minettischen Patentschrift selbständig konstruiert.

Hochachtungsvoll

Prag, den 31. August 1907. Prof. K. Körner.

Vergleichversuche an Schiffschrauben.

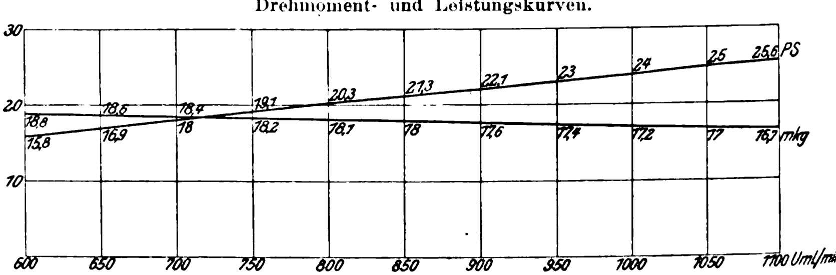
Sehr geehrte Redaktion!

In Berichtigung und Ergänzung meines Aufsatzes über Vergleichversuche an Schiffschrauben, Z. 1907 S. 1348, bitte ich Sie höfl., folgende Zeilen in Ihr geschätztes Blatt aufnehmen zu wollen:

Die Formel für die Wassermenge, welche dem nach hinten geworfenen Schraubenstrome durch die nach vorn fortschreitende Nabe entzogen wird, muß lauten $Q = (V + v_r)F$ anstatt Vv_rF.

Die von Professor Lorenz beanstandete Abschätzung der Betriebsarbeit proportional der Umlaufzahl war mir von der Firma Fritz Egnell als einzige Unterlage gegeben worden. Durch das freundliche Entgegenkommen der Firma Gebr. Körting bin ich heute in der Lage, diese Zahlen zu berichtigen.

Drehmoment- und Leistungskurven.



Vorstehende Kurven zeigen die Veränderung des Drehmoments und der Motorleistung des betreffenden Motors bei verschiedener Umlaufzahl. Nach diesen Kurven betrug also die Motorleistung bei dem ersten schwedischen Propeller 19,82 PS, bei dem zweiten 21,78 PS, beim Lorenz-Propeller 21,3 PS und beim Zeise-Propeller 20,3 PS.

Zum Schluß möchte ich noch bemerken, daß ich nicht, wie Professor Lorenz behauptet, für ein rein empirisches Verfahren, sondern gegen ein rein theoretisches Verfahren eingetreten bin. Nur ein Zusammenarbeiten beider Richtungen kann meiner Ansicht nach auf diesem Gebiete Fortschritte bringen, ein Standpunkt, den jetzt auch Professor Lorenz zu teilen scheint, da er das Experiment in größerem Umfange bei wissenschaftlichen Arbeiten befürwortet.

Hochachtungsvoll

Altona-Ottensen, den 31. Aug. 1907. W. Helling.



Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandsrates am 15. Juni 1907 in Coblenz.

(Dieser Versammlung ging am 14. Juni eine Versammlung des Vorstandes voraus, deren Ergebnisse in den folgenden Verhandlungen zum Ausdruck kommen.)

(Schluß von S. 1441)

14) Antrag des Württembergischen Bezirksvereines betr. Paternosteraufzüge.

Der Antrag bezweckt, die Paternosteraufzüge für Personen als gleichberechtigt mit andern Aufzügen anzuerkennen und demgemäß Schritte bei den Behörden zu tun.

Auf Wunsch des Vorstandes berichtet hierüber Hr. von Ernst-Stuttgart.

Die große Mehrzahl der Bezirksvereine hat sich zustimmend geäußert.

Es sei notwendig, daß der V. d. I. in dieser Sache Schritte tue, weil sich trotz wiederholter Beratungen die Preußische Regierung, und insbesondere das Berliner Polizeipräsidium, noch nicht entschlossen habe, Paternosteraufzüge für Personen ohne weiteres zuzulassen. Vielmehr sei in dem neuen Entwurf der betreffenden preußischen Polizeiverordnung für diese Art von Aufzügen eine ganz besondere Genehmigung vorbehalten. Das könne gegenüber der Zweckmäßigkeit und der Gefahrlosigkeit der Paternosteraufzüge durchaus nicht genügen, insbesondere auch deshalb nicht, weil die in der Polizeiverordnung für Aufzüge enthaltenen Einzelvorschriften ganz und gar nicht auf Paternosteraufzüge passen, ihre Zulassung selbst aber von der willkürlichen Handhabung eines ganz allgemein gefaßten Ausnahmeparagraphen abhängig sei, ohne sie unmittelbar darin zu erwähnen. Aufgabe des V. d. I. müsse es sein, zu erlangen, daß die Zulassung von Paternosteraufzügen nicht auf Ausnahmeparagraphen gestützt werde, sondern auf normale Vorschriften wie für andre Aufzüge. Aus Bescheiden, die von andern deutschen Staaten ergangen sind, lasse sich erkennen, daß diesen Behörden die Paternosteraufzüge überhaupt noch gar nicht bekannt sind. Der Redner weist dies an einzelnen Beispielen nach. Besonders bemerkenswert sei gegenüber dem Widerstand der Behörden die große Gefahrlosigkeit der Paternosteraufzüge, und von ebenso großer Bedeutung seien die geringen Betriebskosten, die es vom wirtschaftlichen Standpunkt geradezu als notwendig erscheinen lassen, Paternosteraufzüge anzubringen, wo es nur möglich ist. Der Redner bezieht sich in seinen Ausführungen auf seinen in Z. 1907 S. 410 u. f. veröffentlichten Bericht und beantragt, folgenden Ausspruch zu beschließen:

»Im Hinblick auf den wirtschaftlichen Wert der Paternosteraufzüge und die günstigen Erfahrungen der Praxis über ihre Betriebsicherheit, die vor allem in Hamburg im öffentlichen Verkehr bereits vielseitig erprobt ist, erhebt der V. d. I. im Interesse der Verkehrserleichterung den Anspruch, daß auch im übrigen Deutschen Reich Paternosteraufzüge für Personen als regelrecht berechtigte Anlagen anerkannt und zugelassen werden, soweit das bisher noch nicht der Fall ist.

Demgemäß sind auch in den Polizeiverordnungen über Einrichtung und Betrieb von Aufzügen die beiden Gruppen »Einkabinenaufzüge« und »Paternoster« grundsätzlich nebeneinander zu berücksichtigen.«

Hr. Hartmann-Hamburg bestätigt die außerordentlich günstigen Erfahrungen, die man mit Paternosteraufzügen in Hamburg gemacht hat.

Auch Hr. Hartmann-Berlin bekennt sich als einen Freund der Paternosteraufzüge und ist bereit, dem Vorschlage des Hrn. v. Ernst zuzustimmen. Er empfiehlt aber, über die beantragte Erklärung noch hinauszugehen, und zwar dadurch, daß von seiten des V. d. I. Bedingungen und Vorschriften aufgestellt werden, welche für die Anlage und den Betrieb von Paternosteraufzügen maßgebend sein sollen. Das würde auch die nützliche Wirkung haben, daß die Sache einheitlich in allen deutschen Staaten gemacht wird.

Hr. v. Ernst ist mit diesem Vorschlage gern einverstanden.

Die Versammlung erklärt sich mit den Vorschlägen der Herren v. Ernst und Hartmann-Berlin einverstanden, und demgemäß wird beschlossen:

einen Ausschuß mit der Ausarbeitung von Vorschriften für Einrichtung und Betrieb von Paternosteraufzügen für Personen zu beauftragen; die Wahl der Ausschußmitglieder wird dem Vorstande des Vereines überlassen.

Fortsetzung der Beratung über das Technolexikon.

Hr. Fehlert teilt mit, daß man sich verständigt habe, folgende Herren zur Verstärkung des Vorstandes zu wählen: Hrn. v. Bach-Stuttgart, Hrn. Blecher-Barmen, Hrn. Herzberg-Berlin, Hrn. Körting-Düsseldorf, Hrn. v. Linde-München und Hrn. v. Oechelhaeuser-Dessau.

Hr. Schubbert wünscht, daß Hr. Haßlacher, der das Technolexikon-Unternehmen angeregt habe, auch zugezogen werde, und Hr. Körting bittet, von seiner Wahl zugunsten des Hrn. Haßlacher Abstand zu nehmen. Diesen Wünschen wird entsprochen.

Vorschläge zur Wahl von Vorstandsmitgliedern.

Aus den schon erörterten Gründen ist es notwendig, zwei Wahlen vorzunehmen, die eine nach dem alten Statut, die andre nach dem durch den Hamburger Antrag geänderten Statut.

Es wird beschlossen, bei der Wahl nach dem alten Statut zur Wahl vorzuschlagen:

Hrn. Kommerzienrat Heller, Generaldirektor der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Hannover, zum Vorsitzenden,

Hrn. Fabrikbesitzer Haßler-Augsburg und Hrn. Direktor Rohn-Chemnitz zu Beigeordneten.

Bei der Wahl nach dem neuen Statut und nachdem mit Ausnahme des Hrn. Ugé die jetzt im Amt befindlichen Mitglieder des Vorstandes erklärt haben, daß sie bereit seien, ein drittes Jahr im Amt zu verbleiben, beschließt die Versammlung, Hrn. Direktor Rohn-Chemnitz zur Wahl als Beigeordneter vorzuschlagen.

12a) Antrag des Mannheimer Bezirksvereines betr. § 42 des Statuts.

12b) Antrag des Breslauer Bezirksvereines betr. Nr. 6 der Ausführungsbestimmungen.

Die Anträge lauten:

a) des Mannheimer Bezirksvereines: dem § 42 des Statuts folgende Fassung zu geben:

»§ 42. Anträge, welche nicht in der durch §§ 35 und 36 gekennzeichneten Weise zur Kenntnis der Mitglieder gebracht sind, können nur dann in den Hauptversammlungen behandelt werden, wenn ihre Dringlichkeit durch die Mehrheit der anwesenden Mitglieder anerkannt wird, und wenn vorherige Beschlußfassung des Vorstandsrates darüber vorliegt.

Ausgeschlossen sind hiervon Anträge, welche Aenderungen des Statuts, Geldbewilligungen über 10000 ℳ oder die Auflösung des Vereines betreffen.«

b) des Breslauer Bezirksvereines: der Nr. 6 der Ausführungsbestimmungen folgenden Zusatz zu geben:

»Ueber Anträge, die nicht auf der Tagesordnung der Sitzung des Vorstandsrates stehen, kann in dieser nicht Beschluß gefaßt werden, wenn ihre Dringlichkeit nicht vorher einstimmig anerkannt ist.«

Der Vorstand empfiehlt, beide Anträge abzulehnen, weil er das zur Begründung der Anträge behauptete Bedürfnis

nicht anerkennt, und weil der Antrag des Mannheimer Bezirksvereines die Bewegungsfreiheit der Hauptversammlung, der Antrag des Breslauer Bezirksvereines diejenige des Vorstandsrates in bedenklicher Weise einschränken würde.

Hr. Blümcke befürwortet die Annahme des Mannheimer Antrages, für den sich auch die Mehrzahl der Bezirksvereine ausgesprochen habe. Er weist auf die Mißstimmung hin, die in neuerer Zeit wiederholt durch Annahme von dringlichen Anträgen entstanden sei; insbesondere in Geldfragen sollten die Bezirksvereine nicht übergangen werden. Auch die Finanzlage des Vereines mahne zu solcher Vorsicht. Man könne den Abgeordneten der Bezirksvereine nicht zumuten, über schwerwiegende Geldbewilligungen abzustimmen, ohne daß sie vorher Gelegenheit gehabt haben, sich in ihren Bezirksvereinen darüber zu benehmen.

Hr. Taaks kann zunächst den in den Ausführungen des Vorredners wiederholt betonten Unterschied zwischen Vorstand und Vorstandsrat nicht anerkennen; denn die Mitglieder des Vorstandes sind auch Mitglieder des Vorstandsrates; sie sind nur ein kleiner Kreis von besonders ausgewählten Vertrauenspersonen des Vorstandsrates. Er ist ferner der Meinung, daß die Bezirksvereine, die dem Antrage zugestimmt haben, sich doch wohl die Begründung des Antrages nicht zu eigen gemacht haben; denn es sei in der Begründung allerhand enthalten, was nicht als zutreffend anerkannt werden könne. Der Redner führt dies im einzelnen näher aus. Er legt ferner dar, daß es in manchen Fällen garnicht möglich sei, die für die Beratung in den Bezirksvereinen erforderliche lange Zeit zwischen Stellung des Antrages und Beschluß zu gewähren, z. B. beim Kauf oder Verkauf von Grundstücken. Ebenso wenig werde es sich vermeiden lassen, selbst wenn man noch so lange Frist zur Beratung gäbe, daß ein Teil der Mitglieder für, die andern gegen einen Antrag sind. In letzterem Umstand eine Gefahr für den Verein zu erblicken, sei doch wohl ganz unzutreffend. Wenn der Vorstand schwerwiegende Veranlassung haben sollte, einen dringlichen Antrag vor den Vorstandsrat zu bringen, so würde ja doch immer der Ausweg offen stehen, innerhalb der Tagung des Vorstandsrates erst einen kleineren Ausschuß mit der Beratung des Gegenstandes zu betrauen und dann erst im Plenum darüber abzustimmen. Die von den Bezirksvereinen entsandten Abgeordneten würden doch wohl erfahren und urteilsfähig genug sein, um die Frage beantworten zu können, ob sie die Dringlichkeit anerkennen oder nicht. Der Antrag des Mannheimer Bezirksvereines würde die Beweglichkeit des V. d. I. in höchst bedenklicher Weise einschränken. Die Entscheidung dürfe in solchen Fällen nicht in die Bezirksvereine verlegt werden, sondern müsse im Vorstandsrat verbleiben, in welchen die Bezirksvereine Männer entsenden, die ein eigenes Urteil haben und bereit sind, nachher zu Hause die Verantwortung für ihre Abstimmung zu übernehmen. Ein Statut sollte man überhaupt nicht ohne Not ändern und am wenigsten dann, wenn, wie hier, kein dringendes Bdürfnis dazu vorliegt.

Hr. Schmetzer macht darauf aufmerksam, daß Hr. Blümcke die Finanzlage des V. d. I. doch wohl zu ungünstig dargestellt habe, wenn er auf den im Haushaltplan herausgerechneten geringen Ueberschuß verwies. Das wisse jeder, der damit zu tun habe, daß man solche Voranschläge sehr vorsichtig aufstellen müsse, und daß darin manche Ausgabe enthalten sei, die auch unterlassen werden könnte.

Zur Unterstützung des Breslauer Antrages führt Hr. Debusmann aus, in wie hohem Grade es allen Anwesenden die Verantwortung erleichtert habe, als beim Technolexikon die Beschlußfassung eine einstimmige war. Eine solche Befriedigung möchte der Breslauer Antrag zu einer dauernden machen. Er möchte erreichen, daß bei Dringlichkeitsanträgen die Verantwortung auf den Schultern der sämtlichen Mitglieder des Vorstandsrates ruht. Die Gefahr, daß der Vorstand durch den Breslauer Antrag in seiner Bewegungsfreiheit eingeschränkt werde, kann er nicht anerkennen; es habe sich ja vorhin erst gezeigt, daß, wenn Not an Mann ist, und wenn der Vorstand einen Dringlichkeitsantrag ausreichend begründet, der ganze Vorstandsrat zustimmt und mit dem Vorstand die Verantwortung übernimmt. Auch dem Vorstand müsse es angenehm sein, eine solche einmütige Zustimmung des Vorstandsrates zu erlangen, und es könne doch wohl nicht schwer sein, solche Anträge immer rechtzeitig vorher den Bezirksvereinen oder wenigstens den Vertrauensleuten der Bezirksvereine mitzuteilen.

Hr. Hartmann-Berlin ist der Meinung, daß gerade die von Hrn. Debusmann zur Unterstützung des Breslauer Antrages angeführte Verhandlung über das Technolexikon Veranlassung gebe, den Antrag abzulehnen. Von diesen wichtigen Vorgängen habe der Vorstand den Bezirksvereinen vorher nichts mitgeteilt und auch nichts mitteilen können, und doch habe der Vorstandsrat und mit ihm auch Hr. Debusmann dem Antrage des Vorstandes zugestimmt. So müsse es auch in Zukunft sein, und dem Vorstand müsse das Vertrauen dargebracht werden, daß er in dieser Beziehung das Richtige treffe.

Hr. Blümcke wendet sich gegen die Ausführungen des Hrn. Taaks, die er als zutreffend nicht anerkennen kann.

Hr. Schulte vertritt die Meinung des Rheingau-Bezirksvereines, daß man sich bei Geldbewilligungen von mehr als 10 000 ℳ nicht auf die Dringlichkeit einlassen sollte. Den von Hrn. Taaks berührten Fall des Kaufes oder Verkaufes von Grundstücken will er für den Verein nicht gelten lassen; dieser müsse sich die Sache für längere Zeit an die Hand geben lassen, und wenn damit Nachteile verbunden seien, so lasse sich das nicht vermeiden.

Hr. Dietrich teilt mit, daß es dem Breslauer Bezirksverein darum zu tun war, eine Statutenänderung zu vermeiden. Er empfiehlt, falls die in dem Antrage des Breslauer Bezirksvereines verlangte Einstimmigkeit nicht den Beifall der Anwesenden finden sollte, dafür eine Mehrheit von $^3/_4$ oder $^2/_3$ zu bestimmen, aber doch immer dafür zu sorgen, daß die Anerkennung der Dringlichkeit durch den Vorstandsrat gefordert würde.

Hr. Krause verweist auf die vorhergegangenen wichtigen Beschlüsse desselben Tages und hebt hervor, in wie hohem Grade durch die Annahme der beiden Anträge die Möglichkeit gefährdet werden würde, solche Beschlüsse zu fassen, wie heute geschehen. Es sei durchaus unzweckmäßig, dem Verein und dem Vorstandsrat in dieser Weise die Hände zu binden, und es werde sich das in Zukunft bitter rächen.

Hr. Trauthan hält beide Anträge für überflüssig. Denn gerade dazu sei ja der Vorstandsrat da, solche wichtigen Angelegenheiten nach seinem besten Ermessen zu erledigen, und die Bezirksvereine sollten das Vertrauen zu ihren Abgeordneten haben, daß sie das Richtige treffen. Auch in einer Stadtverwaltung, auf die vorhin Bezug genommen worden sei, werden die Beschlüsse nur vom Magistrat und den Stadtverordneten gefaßt, und es falle niemand ein, zu diesen Beschlüssen die Zustimmung jedes einzelnen Bürgers zu verlangen.

Hr. Goebel empfiehlt, die beiden Anträge dadurch zu erledigen, daß der Breslauer Antrag mit dem Verlangen einer $^2/_3$-Mehrheit angenommen wird; dann könne der Mannheimer Bezirksverein seinen Antrag zurückziehen.

Hr. Schöttler warnt vor allen Dingen vor der im Breslauer Antrag geforderten Einstimmigkeit. Es sei für manchen Abgeordneten, der gegen eine Vorlage sei, viel angenehmer, zu sagen: »Ich habe dagegen gestimmt, bin aber überstimmt worden« als zu sagen: »Ich war zwar dagegen, aber ich bin so lange bearbeitet worden, bis ich endlich Ja gesagt habe.« Den beiden Anträgen liege das Bedürfnis zugrunde, den Mitgliedern des Vorstandsrates Deckung gegenüber ihren Bezirksvereinen zu verschaffen. Das sei aber eine ganz falsche Auffassung. Das einzelne Mitglied des Vorstandsrates habe sich nach bestem Wissen und Gewissen zu entscheiden, sei nicht gebunden an den Auftrag des Bezirksvereines. Es könne eine ebenso große Verantwortung in der Ablehnung wie in der Annahme eines Dringlichkeitsantrages liegen. Diese Schwierigkeit werde auch nicht durch den Vermittlungsantrag des Hrn. Goebel beseitigt. Annahme und Ablehnung von Dringlichkeitsanträgen stehen gleichwertig und gleich verantwortlich nebeneinander, und deshalb müsse die Entscheidung darüber mit einfacher Mehrheit getroffen werden. Wollte man das Schwergewicht der Abstimmung in die Bezirksvereine verlegen, so würde der Vorstandsrat überflüssig sein. Aufgabe der Mitglieder des Vorstandsrates sei es, in mündlichem Meinungsaustausch sich gegenseitig zu belehren und auf Grund dieser Belehrung abzustimmen.

Hr. **Herzberg** erörtert die Frage, ob es gut für den Vorstandsrat sei, seine Befugnisse zu beschränken. Er verneint diese Frage und verweist auf das Beispiel andrer Vereine, die es trotz ihrer Größe nicht zu solcher bedeutenden Wirksamkeit haben bringen können wie der V. d. I. Der Grund sei darin zu suchen, daß die Entschließungen des V. d. I. in eine Gruppe von erfahrenen tüchtigen Leuten verlegt sind, in den Vorstandsrat, und das habe sich so bewährt, daß man daran nichts ändern sollte. Wenn man, wie vorhin geschehen, sich auf Stadtverwaltungen beriefe, so könne ein schlimmeres Beispiel nicht wohl gewählt werden; denn gerade die Stadtverwaltungen lieferten den Beweis, welche riesigen Mehrausgaben sie ertragen müssen, weil ihnen die nötige Selbständigkeit und Beweglichkeit fehlt. Der Redner widerspricht ferner der Auffassung, als ob mit der Annahme der Dringlichkeit der Antrag schon selber angenommen sei. Man könne sehr wohl einen Antrag als dringlich anerkennen und darüber beraten und ihn doch schließlich ablehnen, z. B., wenn man die Sache noch nicht für reif hält. Die Beschränkung der Dringlichkeitsanträge auf eine bestimmte Summe sei auch nicht gerechtfertigt; denn bei vielen Dingen wisse man gar nicht vorher, um welche Beträge es sich handeln werde. In solchen Fällen würde es töricht sein, eine sonst nützliche Sache dadurch zurückzudrängen, daß man sich an einen bestimmten Betrag bindet. Gar manche von den im Vorstandsrat als dringlich anerkannten und behandelten Sachen würden dieselbe Erledigung gefunden haben, auch wenn sie den Bezirksvereinen vorgelegt worden wären; daran sei gar nicht zu zweifeln. Einem einzigen Mitgliede des Vorstandsrates die Möglichkeit zu gewähren, die Beratung einer wichtigen Sache zu verhindern, das könne unmöglich das Richtige sein.

Bei der nun folgenden Abstimmung erklärt sich die Mehrheit der Anwesenden (59) gegen den Mannheimer Antrag.

Zum Breslauer Antrag liegen zwei Aenderungsanträge vor, von denen statt »einstimmig« der eine »3/4-Mehrheit«, der andre »2/3-Mehrheit« verlangt.

Der Antrag des Breslauer Bezirksvereines wird mit der Maßgabe angenommen, daß nicht Einstimmigkeit, sondern 2/3-Mehrheit für die Anerkennung der Dringlichkeit gefordert werden soll.

13) Antrag des Frankfurter Bezirksvereines betreffend Vorbehalt des Eigentums an Maschinen.

Der Vorstand beantragt, der Hauptversammlung folgenden Beschluß zu empfehlen:

Die 48te Hauptversammlung schließt sich der vom Zentralverband Deutscher Industrieller beschlossenen Erklärung, welche lautet:

»Der Zentralverband Deutscher Industrieller erkennt »an, daß für verschiedene Industriezweige, insbesondere »die Maschinenindustrie, der Verkauf gegen Eigentumsvor»behalt ein zweckmäßiges und in vielen Fällen für den »Geschäftsabschluß notwendiges Sicherungsmittel des Ver»käufers ist, das auch sozial insofern von nicht geringer »Bedeutung ist, als es dem kapitalschwachen tüchtigen »Industriellen die Begründung einer selbständigen Existenz »erleichtert.

»Die Rechtsprechung des Reichsgerichtes hat den »Eigentumsvorbehalt in den meisten Fällen wirkungslos »gemacht; eine gesetzliche Aenderung des jetzigen Rechts»grundsatzes, der zu einer unbilligen Bevorzugung insbe»sondere des Grundeigentümers, dessen Rechtsnachfolgers, »der Konkursgläubiger sowie der Realgläubiger gegenüber »den Lieferern von Maschinen geführt hat, erscheint daher »im berechtigten Interesse der Industrie dringend geboten«

in vollem Umfang an und beauftragt ferner den Vorstand, den vom Reichsjustizamt ausgegangenen Fragebogen den Bezirksvereinen zur Beratung vorzulegen.

Der Vorstandsrat ist mit diesem Antrage einverstanden.

15) Antrag des Ruhr-Bezirksvereines auf Teilung des Stoffes der Vereinszeitschrift bei der Drucklegung.

Zu diesem Antrag führt der Vereinsdirektor im Auftrage des Vorstandes folgendes aus:

»M. H.! Zunächst ist dem Ruhr-Bezirksverein dafür zu danken, daß er so eifrig bestrebt ist, unsre Zeitschrift weiter zu entwickeln. Wir von der Redaktion der Zeitschrift könnten ja aus dem Umstande, daß solche Vorschläge und Anträge seit einer Reihe von Jahren nicht mehr zum Vorschein gekommen sind, den für uns schmeichelhaften Schluß ziehen, daß unsre Zeitschrift sozusagen unverbesserlich wäre; aber so eitel sind wir nicht, wir glauben vielmehr, daß es unsern Lesern ebenso geht wie uns selbst, die wir bei der angestrengten täglichen Arbeit nicht dazu kommen, viel über Verbesserungen nachzusinnen, solange sich niemand beschwert.

Zweitens muß ich bekennen, daß ich für das in dem Antrage zum Ausdruck gekommene Bedürfnis Verständnis habe; ich kann mir sehr wohl denken, daß derjenige, der ein besonderes Fachgebiet bearbeitet, durch den großen Umfang unsrer Zeitschrift belästigt und an der Benutzung des darin enthaltenen Stoffes gehindert wird. Wie groß jedoch dieses Bedürfnis und die Zahl derer ist, die es empfinden, das entzieht sich meiner Beurteilung, und es dürfte auch wohl von andrer Seite der Versuch, zu schätzen, wieviel von unsern 25000 Lesern dieses Bedürfnis empfinden, nicht mit Erfolg gemacht werden können. Immerhin wird man sich vor Augen halten müssen, daß die Zahl derjenigen, die sich zur Befriedigung des genannten Bedürfnisses die Zeitschrift in einzelne Stücke zerlegen, also darauf verzichten werden, sie sich am Ende des Jahres als stattlichen Band in ihre Bibliothek zu stellen, sehr klein sein wird gegenüber der Gesamtzahl der Leser.

Wenn ich nun noch, ehe ich auf die technischen Einzelheiten näher eingehe, den Wunsch ausspreche, es möchte nichts beschlossen werden, was eine bedeutende Erschwerung in der Fertigstellung der Zeitschrift mit sich bringt, so geschieht das nicht aus Trägheit oder aus Widerwillen gegen alles Neue, sondern weil unsre Aufgabe, die Zeitschrift allwöchentlich zur bestimmten Stunde fertigzustellen, ohnedies eine außerordentlich schwierige und anstrengende ist. Der Begründer der »Gartenlaube«, Robert Keil, hat einmal ausgesprochen, daß niemand mit stärkeren Ketten an sein Amt geschmiedet sei, als derjenige, der verpflichtet ist, in regelmäßigen kurzen Fristen eine Zeitschrift und dergl. herauszugeben. Ich möchte Ihre Zeit nicht mit der Schilderung dieser Schwierigkeiten in Anspruch nehmen, sondern will mich darauf beschränken, Ihnen zu sagen, daß die 25000 Exemplare unsrer Zeitschrift in 3 schweren zweispännigen Fuhren jede Woche pünktlich Freitag morgens zwischen 8 und 9 Uhr auf dem Postzeitungsamt abgeliefert werden müssen; sonst verweigert die Post die rechtzeitige Ablieferung an unsre Leser. Um das zu erreichen, müssen Redaktion, Druckerei und Buchbinder sich streng an das nach Stunden eingeteilte Arbeitsprogramm halten, und die geringste Störung erfordert ganz außerordentliche Anstrengungen, um dennoch rechtzeitig fertig zu werden. Es dürfte deshalb meine Bitte gerechtfertigt sein, mit Erschwerungen in dieser Beziehung recht vorsichtig zu sein.

Das Bedürfnis, von dem der Ruhr-B.-V. ausgeht, erstreckt sich im wesentlichen auf die sogenannten Aufsätze, die größeren selbständigen Abhandlungen, und der Wunsch geht dahin, daß eine jede solche Abhandlung äußerlich in sich abgeschlossen aus der Zeitschrift herausgenommen werden könne. Solche Abhandlungen haben wir durchschnittlich in jeder Nummer etwa 4 bis 5. Es ist nicht zweckmäßig, das zu vermindern, also nur wenige aber sehr umfangreiche Aufsätze in jedem Heft zu bringen, weil sonst die Mannigfaltigkeit des einzelnen Heftes darunter leidet. Wenn dem Antrage entsprochen werden soll, muß jeder Aufsatz oben auf einer Seite anfangen, und zwar kommt für diesen Anfang nicht jede Seite, sondern immer nur eine Seite um die andre in Betracht, also die Seiten 1, 3, 5, 7 usw. Wäre jeder von diesen Aufsätzen ein solcher von unabänderlicher Länge, also ein Aufsatz ohne Fortsetzung, so würde auf jeden Aufsatz der Verlust von höchstens 2, mindestens null nicht zu be-

druckenden Seiten zu rechnen sein, im Durchnitt also 1 Seite. Das macht 4 bis 5 Seiten pro Nummer gleich 208 bis 260 Seiten pro Jahr, die unbedruckt in unsern Heften enthalten sein würden. Nun ist aber eine große Zahl von unsern Aufsätzen von solcher Länge, daß der Text auf mehrere Hefte verteilt werden muß, und dabei läßt sich dieser Verlust in bedeutendem Maße einschränken, indem man eben die Stücke in den einzelnen Heften tunlichst so lang wählt, daß die betreffenden Seiten möglichst ausgenutzt werden. Ferner ist von großem Einfluß auf diesen Punkt, ob man sich entschließt, die freibleibenden Seitenflächen am Ende der Aufsätze mit kleineren Mitteilungen zu füllen, wie das ja auch vom Ruhr-B.-V. vorgeschlagen worden ist. Auf diese Weise könnte man durch Füllsel, um es so zu nennen, den Verlust des unbenutzten Papiers vermindern. Wir von seiten der Redaktion können aber nur dringend davon abraten, eine solche Füllselwirtschaft einzuführen. Derartige Füllsel könnten doch wohl nur aus größeren und kleineren Notizen bestehen, ähnlich denen, wenn auch nicht so wertvoll, die wir jetzt zusammengestellt in der Rundschau bringen. Denn den Vorschlag, als Füllsel Stücke der Zeitschriftenschau oder der Bücherrezensionen oder des Patentberichtes zu benutzen, die bisher einheitlich und geschlossen in der Zeitschrift erscheinen, diese Abteilungen also zu zerstückeln, wird wohl niemand unterstützen. Bliebe also die Rundschau. Wir sind der sicheren Ueberzeugung, daß die Rundschau, auf die wir jetzt großen Wert legen, und der wir viel sorgfältige Arbeit widmen, zu der bei vielen Redaktionen üblichen Herstellung mit der Papierschere herabsinken würde, wenn es uns bei Durchführung des Antrages des Ruhr-Bezirksvereines an Füllsel für die freibleibenden Flächen zwischen den Abhandlungen fehlte. Das wird ein ganz selbstverständlicher Vorgang sein, der aber dem Wert unsrer Zeitschrift Schaden bereiten wird. Außerdem ist es doch auch nicht jedermanns Geschmack, zwischen wertvollen und wissenschaftlich bedeutenden Abhandlungen kleine Tagesnotizen und dergl. verstreut vorzufinden. Auch hier muß ich wieder daran erinnern, daß die Zahl derjenigen, die das Bedürfnis des Ruhr-Antrages empfinden, verhältnismäßig klein sein wird gegenüber denjenigen, denen die Zeitschrift in ihrer bisherigen Gestalt gut gefällt, und von denen die Durchführung des Ruhr-Antrages als eine Benachteiligung empfunden werden würde.

Unsre Ermittlungen, soweit solche möglich sind, haben ergeben, daß, wenn auf Füllsel verzichtet wird, die gesamte freibleibende Papierfläche in einem Jahrgang sich auf etwa 150 Seiten belaufen wird, und da uns eine Seite an Papier, Druck und Buchbinderei rd. 80 ℳ kostet, ergibt sich daraus ein jährlicher Verlust von rd. 12000 ℳ bei Durchführung des Ruhr-Antrages.

Ich komme nun noch auf einige andre Wirkungen dieses Antrages. Es ist nicht zweifelhaft, daß man den soeben berechneten Verlust vermindern kann, wenn man weniger, als wir es tun, sich bemüht, die Figuren so anzuordnen, daß sie beim Lesen mit dem Text verglichen werden. Ganz läßt sich das ja überhaupt nicht erreichen, aber wenn man sieht, mit welcher Gleichgültigkeit andre Journale die Figuren hinsetzen, wo es ihnen gerade paßt, wird man nicht unterlassen können, unsre Bemühungen in dieser Beziehung zu loben. Damit ist aber von vornherein die Möglichkeit, den Umfang des in einer Nummer zu gebenden Stückes eines Aufsatzes nach dem zur Verfügung stehenden Raum zu bemessen, dieses Stück also auf genau 4, 6, 8 Seiten zu bemessen, in hohem Maße eingeschränkt; denn dann entscheidet für die Länge des in einer Nummer zu veröffentlichenden Stückes nicht die Zahl der Zeilen und damit der Seiten, sondern der zusammengehörige geistige Inhalt des Textes und der Figuren. Während wir jetzt bei der Zerlegung eines Aufsatzes in Stücke sorgfältig darauf bedacht sind, daß möglichst jeder Teil in sich abgeschlossen sei, daß z. B. bei einem Bericht über Werkzeugmaschinen der Teil über Drehbänke, der Teil über Hobelmaschinen nicht durch Zerlegung auf mehrere Nummern zerrissen werde, würden alle diese aus dem geistigen Inhalt der Aufsätze entstehenden Rücksichten schwinden müssen, wenn man, um möglichst die Seiten zu füllen, sich nach der Seiten- und Zeilenzahl richten müßte.

Der Ruhr-Antrag würde uns Redakteure in einer Beziehung in eine günstigere Lage bringen als bisher. Es ist Ihnen ja wohl bekannt, wie ein Zeitschriftheft entsteht. Der Text wird zunächst in Form von Fahnen ohne Figuren in Lettern abgesetzt, die Figuren werden in Bildstöcken hergestellt und in dieser Form werden die Korrekturen angebracht. Dann liegt das Material zur Veröffentlichung fertig; der Text in sogen. Fahnen, die Figuren in einzelnen Abdrücken. Soll ein Heft gemacht werden, so werden die Figuren in den Text eingebaut, und das Ganze wird auf das Format der Zeitschriftseite gebracht; man nennt das Umbrechen. Bei der jetzigen Anordnung der Zeitschrift kann das Umbrechen immer erst geschehen, wenn der ganze Inhalt einer Nummer festgestellt ist; das geschieht 10 bis 12 Tage vor ihrer Veröffentlichung. Würde aber, wie vom Ruhr-B.-V. beantragt, jeder Aufsatz mit einer neuen Seite beginnen, so brauchten wir die Aufsätze nicht mehr in Fahnen und Einzelfiguren in Vorrat halten, sondern könnten sie, sobald die Korrekturen ausgeführt sind, bereits umbrechen und als umbrochenes Material uns hinlegen, zum Zugreifen fertig. Dann ist aber der Uebelstand nicht zu vermeiden, daß, wenn nachträglich Aenderungen und Ergänzungen sich als notwendig erweisen, wie das von seiten der Verfasser sehr häufig der Fall ist, die ganze Arbeit des Umbrechens vergeblich wäre, und damit wäre eine solche Erschwerung der rechtzeitigen Fertigstellung bereitet, vor der ich bei Beginn meines Berichtes gewarnt habe.

Der Ruhr-Antrag nimmt in Aussicht, daß die beiden ersten Seiten jeder Nummer für Nachrufe und Todesanzeigen benutzt werden sollten. Dazu ist zu bemerken, daß wir Todesanzeigen bisher nicht im Text unsrer Zeitschrift gebracht haben, und Nachrufe sind Gott sei Dank doch nicht so häufig, daß wir in jeder Nummer einen Nachruf zu bringen hätten; es werden wohl nur durchschnittlich 10 Nachrufe im Jahr nötig sein. Dann müßten also doch die ersten beiden Seiten von etwa 40 Nummern für Abhandlungen benutzt werden, und auch dieser Uebelstand würde das vorherige Umbrechen verhindern, denn die erste Textseite hat einen großen Kopf mit Titel und Inhalt, der nicht wohl entbehrt werden kann. Man könnte deshalb nicht vorher wissen, ob ein Aufsatz mit einer gewöhnlichen vollen Seite beginnen wird, oder auf einer Titelseite mit großem Kopf.

Wenn ich nun noch schließlich auf den Anzeigenteil der Zeitschrift eingehe, so ist es meines Erachtens ganz unmöglich, diesen Teil nach Fachgebieten zu ordnen und die Stellengesuche und Stellenangebote von den Geschäftsanzeigen zu trennen usw., wie das der Ruhr-Antrag bezweckt. Bei einem Geschäft, das uns jetzt über eine halbe Million Mark Einnahme gewährt, haben wir wohl nötig, nicht nur unsre eigenen, sondern auch die Interessen unsrer Kunden zu berücksichtigen. Unsern Kunden kann es aber durchaus nicht erwünscht sein, wenn, wie der Ruhr-Antrag es will, die Anzeigen sämtlich hinter den Text gebracht werden, während sie jetzt den Text vorn und hinten umschließen. Wer viel Geld für Anzeigen bezahlt, will sie nicht von vornherein als nebensächlich, als Stoff für den Papierkorb betrachtet sehen. Dazu kommt, daß die vom Ruhr-Bezirksverein empfohlene Anordnung nur durchführbar wäre, wenn man entweder Text und Anzeigen senkrecht zur Fläche nadelte, eine Anordnung, die das Lesen sehr erschwert, oder indem man diese beiden Teile, jeder für sich im Rücken genadelt, durch den Umschlag zusammenhielte, der dann geklebt werden müßte. Das alles wären recht erhebliche Verschlechterungen des jetzigen Zustandes, wo wir mit 2 Nadelungen im Rücken das ganze Heft: Umschlag, Anzeigen und Text, zum Lesen bequem und dauerhaft zusammenhalten. Aber auch sonst ist das nicht durchführbar, was der Ruhr-Antrag bezweckt. Unsre Anzeigenseiten sind dreispaltig. Die große Mehrzahl der Geschäftsanzeigen ist zweispaltig. Wir brauchen also einspaltige Anzeigen in großer Zahl, um den freibleibenden Raum zu füllen, und dazu eignen sich die in der Regel einspaltigen Stellengesuche und Stellenangebote ganz ausgezeichnet. Während ich vorhin der Anordnung widerstrebte, daß die leeren Räume zwischen Abhandlungen durch Füllselnotizen beseitigt werden möchten, stehe ich bei den Anzeigen gerade auf dem entgegengesetzten Standpunkt und weiß, daß damit auch dem Wunsche unsrer Inserenten gedient wird. Daß auf derselben Seite Geschäftsanzeigen und Stellen-

anzeigen sind, halte ich für vorteilhaft im Sinne der Inserenten, weil das eine die Aufmerksamkeit auf das andre lenkt.

Ich kann also wohl meine Betrachtungen dahin zusammenfassen, daß, selbst wenn wir etwa 12000 *M* verschmerzen wollten, die Nachteile bei Ausführung des Ruhr-Antrages größer sein würden als der Nutzen, den eine verhältnismäßig kleine Zahl unsrer Leser sich davon versprechen kann. Zu beachten dürfte auch wohl sein, daß, wie der Ruhr-Bezirksverein sagt, kein andres technisches Journal den in dem Antrage empfohlenen Weg bisher beschritten hat. Es hat uns aber der Ruhr-Antrag, und dafür sind wir dankbar, veranlaßt, zu erwägen, ob dem von uns anerkannten Bedürfnis nicht vielleicht auf andre Weise entsprochen werden könnte. Wir sind nämlich der Meinung, daß es nicht so sehr der Text als vielmehr die Figuren sind, auf deren Benutzung am Reißbrett sich das Bedürfnis richtet; der auf einem besondern Gebiet tätige Konstrukteur wird gern die betreffenden Abbildungen unsrer Zeitschrift vor Augen haben wollen. Dem könnte unsres Erachtens dadurch entsprochen werden, daß wir die Abbildungen bestimmt begrenzter Gebiete, also sagen wir: Dampfmaschinen, Kraftfahrzeuge, Verbrennungskraftmaschinen, Hebezeuge, Schiffe und Schiffsmaschinen, Werkzeugmaschinen und dergl. mehr, von Zeit von Zeit, mit kurzen Ueberschriften und einem Hinweis auf die Entnahmestelle in der Zeitschrift versehen, in handlichen Tafeln zusammenstellen, abdrucken und als Sonderheft zur Verfügung stellen. Wenn das Bedürfnis so stark wäre, daß es sich dabei um Auflagen von einigen hundert handelt, dann könnte das einzelne Heft zu einem sehr billigen Preise abgegeben werden. Aber selbst wenn man den Text mit den Figuren vereinigt zu haben wünscht, würde es keine große Schwierigkeit für uns bedeuten, von jedem selbständigen Aufsatz eine größere Anzahl von Sonderabdrücken zu machen und sie unsern Mitgliedern zur Verfügung zu stellen. Ohnedies hat die Herstellung von Sonderabdrücken so zugenommen, daß von fast 80 vH unsrer Aufsätze Sonderabdrücke gemacht werden. 200 Sonderabdrücke von einem Bogen Umfang ohne Umschlag kosten uns 14 *M*, das Stück also 7 Pfg. Es wäre also nur nötig, außer den Sonderabdrücken, die sich jetzt ohnedies schon die Verfasser machen lassen, von jedem Aufsatz noch eine dem Bedarf entsprechende Anzahl herzustellen, auf die jedes Mitglied seinem Fachgebiet entsprechend im voraus abonnieren könnte. Dann wären diejenigen, die das dem Ruhr-Antrag zugrunde liegende Bedürfnis empfinden, in der Lage, dasjenige, was dieser Antrag bezweckt, in einfachster und billigster Weise zu erhalten, ohne daß sie ihre Zeitschrifthefte zu zerstückeln brauchten, und ohne daß um ihretwillen die jetzige Anordnung der Zeitschrift, die doch wohl auch ihre Freunde hat, aufgegeben werden müßte.«

Hr. Stein gibt seiner Befriedigung darüber Ausdruck, daß der Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr den soeben gehörten Bericht veranlaßt hat, mit dessen Absichten er einverstanden ist; nur in bezug auf die Anzeigen sei das nicht der Fall; nach wie vor müsse er wünschen, sie so einzurichten, daß sie vom Text besser getrennt werden können.

Hr. Diesel ist mit dem Bericht des Vereinsdirektors einverstanden.

Hr. Haedenkamp: »M. H., wenn unser Antrag keinen weiteren Erfolg erzielt hat, als die in der Rede des Geheimrats Peters am Schluß uns in Aussicht gestellten Verbesserungen, so würden wir alle schon dadurch von dem Resultat unsres Antrages voll befriedigt sein können. Der Vertreter des Kölner Bezirksvereines und Hr. Diesel haben sich ja in dem gleichen Sinne geäußert, und wir glauben, daß wir damit doch immerhin eine Anregung gebracht haben, die zu Verbesserungen führen wird. Wir haben ja selbst, als der Antrag in unserem Bezirksverein auftauchte — er ging gerade von den jüngeren Herren aus — nicht gleich gedacht, daß unsere Arbeit als fertiges Werk wie Minerva aus Jupiters Haupt hervorspringen würde. Ich glaube aber doch, daß der Wert der Rundschau, die wir ja allerdings wohl zum Teil opfern wollten, um Luckenbüßer daraus zu machen, weniger in ihrem ununterbrochenen Zusammenhange besteht, sondern daß es wirklich der Sache nicht schaden würde, wenn einzelne Teile an passenden leeren Stellen unter einem gleichsinnigen Aufsatze verwendet würden. Auch ich bin noch nicht ganz überzeugt, daß die Stellenangebote und Stellengesuche von den Kaufgesuchen nicht getrennt werden könnten. Ja, m. H., es gibt wirklich viele Mitglieder, die es jetzt als eine große Belästigung empfinden, daß man, um ein Stellengesuch zu finden, alle möglichen Seiten durchblättern muß. In dieser Beziehung möchte ich auf den Anzeiger für Berg-, Hütten, und Maschinenwesen des Hrn. Girardet in Essen hinweisender nur als Annoncenblatt gedruckt wird. Da ist eine ganz scharfe Trennung. Da kommen erst die Stellenangebote, dann die Stellengesuche, dann kommen die Kaufgesuche und dann die Kaufangebote. Der Erfolg dieses Unternehmens zeigt doch, daß der Weg nicht ohne weiteres verworfen werden kann.

Auch Hr. Bogatsch wünscht eine bessere Anordnung der Anzeigen, und zwar nach den verschiedenen technischen Gebieten, damit man nicht immer die ganzen Anzeigen durchsehen müsse, um Auskunft über ein bestimmtes Gebiet zu erhalten. In der jetzigen Form seien die Anzeigen als Bezugquellennachweis nicht zu verwenden, was auch nicht im Interesse der Inserenten läge. Er verweist auf das Beispiel amerikanischer Zeitschriften.

Hr. Peters spricht die Befürchtung aus, daß alle die Vorschläge, welche die Anzeigen anders als bisher anzuordnen bezwecken, die Wirkung haben werden, den Ertrag aus den Anzeigen zu verringern, weil sie in die Interessen der Anzeigenden eingreifen, welche doch aus leicht begreiflichen Gründen besonders sorgfältig berücksichtigt werden müssen. Um aber auch in dieser Richtung Verbesserung zu verschaffen, habe er dem Vorstande vorgeschlagen, zweimal oder viermal im Jahr ein Anzeigenverzeichnis herauszugeben, oder vielmehr deren zwei, das eine geordnet nach den Firmen, das andre nach den Waren. (Es werden Muster solcher Anzeigenverzeichnisse herumgereicht.) Die Kosten hierfür werden nicht so erheblich sein, daß es einer besondern Geldbewilligung bedürfte; sie können unter »Herstellung der Zeitschrift« untergebracht werden.

Der Antrag des Ruhr-Bezirksvereines kommt hiernach nicht zur Abstimmung, da sich die Versammlung mit den in dem Bericht des Vereinsdirektors ausgesprochenen Absichten einverstanden erklärt, ebenso mit der Herausgabe der Anzeigenverzeichnisse.

16) Antrag des Vorstandes betreffend Redaktion der Zeitschrift.

Hr. Peters: »M. H.! In steigendem Maße mit dem zunehmenden Umfange der Geschäfte unsrer Geschäftstelle habe ich die im Anfange meiner Amtsführung von mir allein geführte Redaktion der Zeitschrift andern Kräften übergeben müssen, und wenn ich auch — ich glaube, mein Kollege Meyer wird mir nicht widersprechen — nach wie vor an der geistigen Leitung unsrer Zeitschrift gemäß der mir obliegenden Verantwortung in hohem Maße teilnehme und die Richtung, die wir verfolgen wollen, dauernd im Auge behalte und dabei mitwirke, so muß ich doch anerkennen, daß die technische Herstellung der Zeitschrift, die laufende dauernde Arbeit daran, jetzt nicht mehr in meinen Händen ruht, sondern in denen meines Kollegen Meyer und der mit ihm arbeitenden übrigen Herren, und da erscheint es mir als eine Ungerechtigkeit, daß auf der Zeitschrift steht: Redakteur Th. Peters. Ich habe deshalb an den Vorstand den Antrag gerichtet, daß es lauten möchte: Redakteure Th. Peters und D. Meyer. Ich möchte bitten, dem zuzustimmen. Es ist, um das ins Werk zu setzen, außer Ihrer Zustimmung nur erforderlich, auf diejenigen Bestimmungen des Statuts hinzuweisen, welche über diesen Gegenstand sich aussprechen, um darzutun, daß wir das bei unserm Beschluß nicht übersehen haben.

Der Vorstand schlägt folgenden Beschluß vor:

»Die 48. Hauptversammlung ist damit einverstanden, daß neben dem Vereinsdirektor Hrn. Th. Peters auch Hr. Regierungsbaumeister a. D. D. Meyer als Redakteur der Zeitschrift bezeichnet wird. (Siehe § 51 des Statuts und Nr. 15 und 28 der Geschäfts-

ordnung.) Die gesetzlich gebotene Verantwortung wird nach wie vor der Vereinsdirektor Hr. Th. Peters tragen.«

Das letztere ist nur dazu da, um einer gesetzlichen Form zu entsprechen; es muß derjenige genannt werden, der die Verantwortung trägt; aber am Kopfe sollen dann die beiden Namen als die der Leiter des Unternehmens genannt werden.«

Die Versammlung ist hiermit einverstanden.

17) Ort der nächsten Hauptversammlung.

Hr. Meng überbringt die Einladung des Dresdener Bezirksvereines, die nächstjährige Hauptversammlung in Dresden abzuhalten.

Diese Einladung wird mit lebhaftem Beifall begrüßt, und es wird beschlossen, der Hauptversammlung die Annahme der Einladung zu empfehlen.

18) Nachträgliche Bewilligungen für das Jahr 1907.

Die Lieferanten für die Zeitschrift des Vereines, insbesondere der Drucker und der Buchbinder, haben ihre Preise vom 1. Januar 1907 ab erhöht. Nach Lage der Dinge hat sich der Vorstand mit diesen Erhöhungen, welche eine Erhöhung der Kosten der Zeitschrift um 12000 *M* bedeuten, einverstanden erklären müssen.

Ferner hat der Vorstand es für erforderlich erachtet, ebenso wie es die Reichs-, Staats- und Gemeindebehörden getan haben, die Gehälter der Beamten angesichts der gesteigerten Preise für Lebensmittel, Wohnung usw. zu erhöhen, und zwar hat er eine Erhöhung um 10 vH für angemessen erachtet. Hierfür sind 15000 *M* erforderlich.

Drittens hat der Vorstand beschlossen, den Beamten des V. d. I., welche eine durchlaufende Arbeitszeit von 8 bis 4 Uhr haben und nicht zum Zwecke ihrer Beköstigung die Arbeitstätte verlassen dürfen, Gelegenheit zur Einnahme eines warmen Frühstücks im Vereinshause zu verschaffen, damit sie nicht auf ihr vom Hause mitgebrachtes Butterbrod angewiesen sind. Hierzu ist, um den Beamten, insbesondere den geringer besoldeten, die Kosten nicht zu hoch werden zu lassen, ein Zuschuß erforderlich, der sich auf rd. 2000 *M* jährlich beläuft.

Der Vorstandsrat ist mit diesen Maßnahmen einverstanden und beschließt, bei der Hauptversammlung die Bewilligung der verlangten Beträge nachträglich für 1907 und — soweit erforderlich — auch weiter zu beantragen.

Wie bereits am Vormittag berichtet, hat der Vorstand Veranlassung gehabt, in den ersten Monaten des Jahres 1907 für das Technolexikon eine große Zahl von Hülfskräften heranzuziehen, um sich selbst und der Verlagsbuchhandlung J. J. Weber den Nachweis zu liefern, ob und in welchem Maße es möglich sei, durch vermehrte Arbeitskräfte die Lieferung des Technolexikon-Manuskriptes zu beschleunigen. Diese aufs äußerste gesteigerte Vermehrung der Arbeitskräfte hat einen Mehraufwand gegen den Haushaltplan von 60000 *M* erfordert.

Auch mit dieser nachträglichen Bewilligung ist die Versammlung einverstanden.

19) Haushaltplan für 1908.

Der Haushaltplan wird, wie vom Vorstande vorgelegt [1]), genehmigt.

Der Vereinsdirektor teilt mit, daß die andauernde Zunahme der Ausgaben für die Zeitschrift und für die Beamten des Vereines sowie die großen Kosten des Technolexikons den Vorstand veranlaßt haben, zu erwägen, ob und welche Steigerung der Einnahmen ohne Schädigung der Interessen der Mitglieder möglich sein möchte. Am nächsten liege es, bei der Zeitschrift die Preise der Anzeigen zu erhöhen. Diese Preise sind seit ungefähr 25 Jahren unverändert geblieben, obwohl die Auflage der Zeitschrift von damals 4000 auf jetzt über 25000 gestiegen ist, und obwohl alles, was die Herstellung der Zeitschrift betrifft: Druckerei, Buchbinderei, Papier, Gehälter der Beamten usw., im Laufe dieser 25 Jahre ganz bedeutend teurer geworden ist.

Ganz besonders zu beachten sei dabei die Höhe der Auflage, mit der einerseits der Wert der Anzeige für den Inserenten steigt, anderseits, wenn die Anzeigenpreise dieselben bleiben, der Gewinn des V. d. I. an der einzelnen Anzeigenseite abnimmt, so daß schließlich überhaupt kein Gewinn mehr herauskommt. Es sei deshalb wohl gerechtfertigt, wenn der V. d. I. dazu schritte, die Preise für die Anzeigen in seiner Zeitschrift zu erhöhen. Von dieser Maßregel sollen selbstverständlich die Stellengesuche von Mitgliedern nicht getroffen werden.

Auch hiermit ist die Versammlung einverstanden.

Verschiedene Angelegenheiten.

Von der Ständigen Ausstellungskommission für die deutsche Industrie ist eine Anfrage an den V. d. I. ergangen, wie er sich zu einer Weltausstellung 1913 in Berlin stellen würde. Diese Anfrage ist den Bezirksvereinen vorgelegt worden. Leider war die Zeit für die Beantwortung sehr kurz, so daß sich bis jetzt nur 26 Bezirksvereine geäußert haben, diese aber fast durchweg mit »nein«.

Der Vorstand und mit ihm die Versammlung ist demnach der Meinung, daß der V. d. I. sich der geplanten Weltausstellung 1913 in Berlin gegenüber ablehnend verhält.

Der Augsburger B.-V. hat 400 *M* für ein Lesezimmer beantragt. Der Vorstand hat im vorigen Jahre diesen Antrag befürwortet. Der Vorstandsrat hat ihn abgelehnt. Der Augsburger B.-V. hat dieses Gesuch nun wiederholt und es nicht an den Vorstand, sondern an den Vorstandsrat und die Hauptversammlung gerichtet.

Hr. Vogel begründet den Antrag damit, daß das Lesezimmer besonders für die jüngeren Mitglieder zur Anregung und Belehrung bestimmt sei.

Der Antrag wird auch jetzt wieder abgelehnt.

Der Vereinsdirektor teilt mit, daß die Frage der Gebühren für Zeugen und Sachverständige bei Gericht von neuem zur Erörterung gebracht worden sei, und zwar durch die Aeltesten der Kaufmannschaft von Berlin, welche eine Eingabe an das Reichsjustizamt gerichtet haben, um eine Erhöhung dieser Gebühren herbeizuführen. Da diese Bestrebungen ganz im Sinne der früheren Bemühungen und Wünsche des V. d. I. gelegen seien, habe der Vorstand die Absicht, gleichfalls von neuem Schritte in dieser Richtung zu tun.

Hr. Sondermann berichtet über die Erfahrungen, die er als Sachverständiger bei Gericht gemacht hat, aus denen hervorgeht, daß es bei richtiger Handhabung meist gelingt, die Sätze der Gebührenordnung für Architekten und Ingenieure zu erlangen.

Hr. Freytag empfiehlt, solche Fälle, wo die Gerichte die in der Gebührenordnung für Architekten und Ingenieure festgesetzten Beträge bewilligt haben, zu veröffentlichen, damit es den Richtern möglich gemacht werde, sich auf solche Vorgänge zu berufen.

Hr. Nachtweh bestätigt, daß er in dieser Weise mehrmals mit Erfolg vorgegangen sei.

Nach den Erfahrungen des Hrn. Schubbert ist das leichter bei Landgerichten und Oberlandesgerichten der Fall als bei Amtsgerichten.

Die Versammlung ist mit dem Vorhaben des Vorstandes einverstanden.

Auf die Verhandlungen des Vorstandsrates zurückblickend, ersucht Hr. Schöttler den Vorstand, in Zukunft seine empfehlende oder ablehnende Stellungnahme zu Anträgen von Bezirksvereinen nicht in die Form eines Antrages zu kleiden, damit Mißverständnisse vermieden werden.

Hierauf wird das Protokoll verlesen und genehmigt.

Hr. Pützer spricht dem Vorstande, dem Vereinsdirektor und den Redakteuren der Zeitschrift den Dank der Versammlung für die Führung der Geschäfte im vergangenen Jahr aus.

Die Anwesenden bestätigen diesen Dank mit einem dreifachen Hoch.

(Schluß 6 1/2 Uhr.)

[1]) s. Z. 1907 S. 725.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 38. **Sonnabend, den 21. September 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Adolf v. Ernst †



Am 28. August d. J. ist uns Ernst durch den Tod entrissen worden.

Geboren am 17. März 1845 in Berlin als jüngster Sohn des Geh. Oberjustizrates Wilhelm Ernst, besuchte Adolf Ernst das Friedrich Werdersche Gymnasium daselbst und verließ es nach bestandener Reifeprüfung im Frühjahr 1863. Der Entschluß, nach dem Tode seines Vaters im praktischen Leben einen Wirkungskreis mit möglichst frühzeitiger Selbständigkeit zu suchen, führte ihn bei seiner Vorliebe für die angewandte Mathematik zur Wahl des Maschinenbaues als seines Lebensberufes. Zunächst war er anderthalb Jahre als Arbeiter in der Maschinenfabrik von M. Weber in Berlin tätig, studierte sodann auf der Gewerbeakademie und trat nach Vollendung seiner Studien 1868 als Ingenieur in die Maschinenfabrik von E. Becker ein.

Der Drang, seine Sprach- und Weltkenntnisse zu bereichern, führte ihn 1869 nach England, wo er zunächst in der Yorkshire Company bei Sheffield und später in einer Fabrik für Eisenbahnbedarf in Gloucester tätig war. Der Tod seiner Mutter veranlaßte ihn, im Frühjahr 1870 wieder nach Berlin zurückzukehren und hier eine Stellung in der Maschinenfabrik von L. Schwartzkopff anzunehmen, um mit seiner unverheirateten Schwester zusammenzuleben. Die politischen Ereignisse dieses Jahres gaben jedoch seiner Zukunft eine ganz andere Richtung.

Nachdem Ernst schon bei der Mobilmachung 1866 seine Studien unterbrochen hatte, um als Einjährig-Freiwilliger einzutreten, ohne jedoch bei der raschen Beendigung des Krieges zum Ausmarsch zu kommen, war er inzwischen unter Regimentsbelobigung zum Leutnant der Reserve im Infanterieregiment Nr. 48 befördert worden und rückte mit diesem in das Feld. Beim Sturm auf die Spicherer Höhen wurde er durch einen Schuß in den Oberschenkel verwundet. Ohne seine vollständige Heilung abzuwarten, kehrte er im Oktober aus dem Lazarett zu seinem vor Metz liegenden Regiment zurück und erhielt bei seiner Meldung das ihm inzwischen für Spichern verliehene Eiserne Kreuz. Mit seinem Truppenteil machte er alle

Kämpfe vor Orléans und an der Loire mit, bis er schließlich am 6. Januar 1871 bei Vendôme durch einen Schuß in den Unterleib so schwer verwundet wurde, daß die Erhaltung seines Lebens jahrelang bedroht blieb. Sein ungebrochener Lebensmut und seine Tatkraft führten ihn, unterstützt durch das opferwillige Vertrauen seiner Braut, einer Tochter des Geheimrates v. Beguelin, nach fünfjährigem Krankenlager endlich wieder einer bürgerlichen Berufstätigkeit zu. Noch während seines Krankenlagers bereitete er sich auf die Staatsprüfung für das Lehrfach an höheren Gewerbeschulen in Preußen vor und bestand sie im Frühjahr 1876 mit dem Zeugnis »vorzüglich« für die eingereichte wissenschaftliche Arbeit. Die im Herbst desselben Jahres erfolgte Anstellung an der höheren Gewerbeschule in Halberstadt als Lehrer für Maschinenbau und technische Mechanik machte es ihm möglich, zu heiraten. Selten ist ein junger Hausstand unter so schweren Sorgen gegründet worden wie dieser; denn wiederholt kehrten auf schwere Operationen Zeiten wieder, in denen nach dem Unterricht das Mittagessen im Bett eingenommen werden mußte, und nicht wenige der Ernstschen Schüler haben Unterricht von ihm genossen, wobei er vor ihnen auf Krücken gestützt an der Tafel skizzierte oder Gleichungen entwickelte. Nicht auffindbare Kugelreste der im Januar 1871 empfangenen Verwundung bedingten, daß die Wunde bis an sein Lebensende offen gehalten wurde, und hatten damit auf die Dauer von über 36 Jahren alles das im Gefolge, was mit dem Vorhandensein einer solchen Wunde und der Notwendigkeit, sie offen zu halten, verknüpft ist.

An sich durch innere Neigung und Veranlagung zum Lehrer geschaffen und durch die vorangegangene praktische Berufstätigkeit für das Lehrgebiet des Maschineningenieurwesens vorbereitet, war Ernst doch durch seine gesundheitlichen Verhältnisse in eine Zwangslage versetzt, die ihm zunächst nur einen bescheidenen Wirkungskreis eröffnete. Auf die Dauer jedoch war damit seinem Streben nach der schon früher ins Auge gefaßten akademischen Laufbahn nicht genügt. Dieses Ziel tauchte jetzt erst recht wieder auf, und damit der Entschluß, sich den Weg dazu durch erneute Anspannung aller Kräfte, insbesondere durch Veröffentlichung eines größeren wissenschaftlichen Werkes, zu bahnen. Unter diesen Umständen — zum größten Teil im Krankenbett — verfaßte Ernst die 1883 erschienene erste Auflage seiner »Hebezeuge«, eines Werkes, das im Laufe der Jahre durch drei weitere Auflagen — die letzte erschien 1903 — den Verfasser zur hervorragenden Autorität auf diesem Gebiete gemacht hat. Dieses Werk stellt die eigentliche Lebensarbeit Ernsts dar und gewährt durch die vier Vorreden einen Einblick in die Bestrebungen, von denen er sich leiten ließ.

Im Jahr 1884 wurde Ernst als Professor an die Technische Hochschule in Stuttgart berufen. Hier war ihm Gelegenheit geboten, eine seinen Neigungen und Kräften entsprechende Tätigkeit zu entfalten. Zahlreiche Vorträge und Abhandlungen, insbesondere in dieser Zeitschrift, sowie weitere selbständige Schriften legen Zeugnis ab von der umfassenden, bei seinem körperlichen Zustande geradezu bewunderungswürdigen Tätigkeit auf dem Gebiete des Maschineningenieurwesens.

Für seine Fähigkeit, auch auf andern Gebieten als denen seines Faches tätig zu sein, sprechen insbesondere seine Schriften »Kultur und Technik«, Berlin 1888, und die rein geschichtliche Monographie: »Denkwürdigkeiten von Heinrich und Amalie von Beguelin«, Berlin 1892. In letzteren veröffentlichte er Familienpapiere aus der Zeit nach Jena, 1806 bis 1813, in der die Großeltern seiner Frau: der Geh. Staatsrat von Beguelin als Bevollmächtigter Preußens und dessen Gattin Amalie, eine hochbegabte und tatkräftige Patriotin, eine geschichtlich anerkannte Rolle für die Wiedererhebung Preußens und die Vorbereitung zu den Freiheitskriegen gespielt haben.

Für seine Neigung, auch die fachlichen Dinge nach der Seite der geschichtlichen Entwicklung zu verfolgen, spricht weiter seine Schrift »James Watt und die Grundlagen des modernen Dampfmaschinenbaues«, Berlin 1897 [1]).

Seine bei öffentlichen Festlichkeiten, bei Wahlen usw. gehaltenen Reden zeugen von der tiefen Vaterlandsliebe, die ihn beseelte.

Ernst war ein eifriges Mitglied des Vereines deutscher Ingenieure und Vorstandsmitglied im Hauptverein und im Württembergischen Bezirksverein; in letzterem war er 1897 und 1898 Vorsitzender. Eine Reihe von Jahren gehörte er dem Vorstande des Württembergischen Dampfkesselrevisionsvereines als Schriftführer an.

In die Zeit seiner Vorstandschaft im Hauptverein fällt der Vortrag über Maschinenbaulaboratorien, den Ernst auf der 35sten Hauptversammlung 1894 in Berlin hielt, und mit dem er die bahnbrechenden, auf die Begründung solcher Anstalten gerichteten Bestrebungen des Vereines deutscher Ingenieure einleitete.

Nicht minder wichtig und erfolgreich war seine Mitarbeit an den Grundsätzen und Regeln für die Anlegung und den Betrieb von Aufzügen, die der Verein deutscher Ingenieure 1898 aufstellte [2]). Auch noch wenige Wochen vor seinem Tode ist er von neuem auf diesem Gebiet für den Verein tätig gewesen; seinen Berichten [3]) ist es in erster Linie zu verdanken, daß die 48ste Hauptversammlung so entschieden für die Paternosteraufzüge eingetreten ist.

Auch die Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure legt, wie schon erwähnt, von Ernsts wissenschaftlicher Arbeit rühmliches Zeugnis ab; von seinen zahlreichen Aufsätzen seien hier nur die wichtigsten erwähnt:

Zwangläufige Türverschlüsse für Fahrschächte. 1888. — Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke. 1889. — Neuere Ausführungen von Personen- und Lastenaufzügen. 1890. — Beiträge zur Entwicklung der Hebewerke mit Druckwasserbetrieb in Deutschland auf Grund der Anlagen für die Freihäfen in Bremen und Hamburg. 1890 und 1891. — Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe mit Evolventen- und Zykloidenverzahnung und ihr Einfluß auf die Lebensdauer der Triebwerke. 1900. — Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krane. 1901. — Die Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902. Die Hebezeuge. 1902 und 1903. — Die Gefahrenfrage der Paternosteraufzüge für Personen und die Schutzmittel zur Verhütung von Unglücksfällen. 1907.

In wichtigen Fragen wurde Ernst auch von andern als Sachverständiger und Ratgeber aufgesucht; so verdanken ihm die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, vor allem die Waffenfabrik von Mauser in Oberndorf, die erfolgreiche Verteidigung der Mauserschen Patente. Diese hervorragenden Erfindungen waren durch einen ränkevollen Prozeß, der sich jahrelang in Deutschland und Belgien hinzog, mit allen Mitteln als amerikanisches Eigentum in Anspruch genommen.

[1]) s. Z. 1896 S. 973 u. f. [2]) s. Z. 1898 S. 1008. [3]) s. Z. 1907 S. 410 und 624.

Ernst, von den Gerichten als Sachverständiger berufen, verfaßte umfangreiche Darlegungen, die zum Teil ein Werk über moderne Waffentechnik darstellen, und stand Mauser auch in dem letzten Entscheidungsprozeß in Brüssel zur Seite, der endgültig dem deutschen Erfinder sein geistiges Eigentum zuerkannte. Auch von Behörden wurde Ernst gelegentlich zu Beratungen herangezogen. Wiederholt war er Jurymitglied für Ausstellungen (Berlin, Stuttgart, Düsseldorf usw.).

1892 erging ein Ruf von der Kgl. Technischen Hochschule in Dresden an ihn; 1904 verlieh ihm die Technische Hochschule in Darmstadt die Würde eines Dr.-Ing. ehrenhalber; 1905 erhielt er das Ehrenkreuz des Ordens der Württembergischen Krone.

Anfang des vorigen Jahres begannen sich die nachteiligen Wirkungen seiner Wunde deutlich geltend zu machen; er mußte im Sommersemester 1906 seine Vorlesungen ganz aussetzen und konnte auch im Wintersemester 1906/7 seine Tätigkeit nicht vollständig aufnehmen. In diesem Sommersemester beantragte er seine Pensionierung, die ihm unter Verleihung des Titels eines Baudirektors auf den 1. Oktober 1907 gewährt wurde. Die dankbare Studentenschaft ehrte ihn im Juli durch einen Fackelzug. Die Abteilung für Maschineningenieurwesen, die in erster Linie berufen war, sich über die Tätigkeit des Scheidenden zu äußern, sprach bei dieser Gelegenheit aus: »23 Jahre hindurch hat v. Ernst als Lehrer an der Hochschule mit bedeutendem Erfolge gewirkt und durch seine hervorragenden schriftstellerischen Arbeiten auf den ihm übertragenen Lehrgebieten zu dem Rufe beigetragen, dessen sich unsre Hochschule erfreut. Trotz seiner Wunde aus dem Feldzuge 1870/71 hat er unermüdlich gearbeitet und ist jederzeit bereit gewesen, seine Kraft in den Dienst der Allgemeinheit zu stellen. Für alles das dankt ihm die Abteilung herzlich.«

Die Lebensskizze des Mannes wäre unvollständig, wenn nicht hervorgehoben würde, was er, der selbst körperlich Schweres zu tragen hatte, dadurch litt, daß seiner Lebensgefährtin, die ihm eine treue Pflegerin gewesen war und ihm vier blühende Kinder geschenkt hatte, eine im Jahr 1885 beginnende und bis zu ihrem Tode im Februar 1907 weiter fortschreitende Lähmung beschieden war.

Ueber all das Schwere konnten ihm die irdischen Güter, die ihm später zufielen, und von denen er einen reichlichen Betrag zu Unterstützungszwecken verwendete, nicht hinweghelfen.

Ende Juli reiste Ernst in die Schweiz, um sich zu erholen. Die ersten Wochen fühlte er sich wohl, bis plötzlich die Krankheit (Blinddarmentzündung) auftrat, die trotz zweimaliger Operation am 28. August in Meiringen zum Tode führte.

Der Dahingegangene war ein Mann von ausgeprägter Eigenart, der — wie das bei derartigen Persönlichkeiten, namentlich bei solchen mit ausgesprochener Neigung zur Kritik, der Fall zu sein pflegt — nicht durch das Leben ging, ohne andere im Streit der Meinungen zu verletzen oder auch zur Kritik herauszufordern, der aber bei dem vielen, was er für die Allgemeinheit, zum Teil unter überaus erschwerenden Umständen, getan und für sie gelitten hat, volles Anrecht darauf besitzt, in seiner ganzen Persönlichkeit gewürdigt und beurteilt zu werden.

Wir und Tausende mit uns werden ihm ein treues Andenken bewahren.

Der Verein deutscher Ingenieure.
A. Slaby. O. Taaks.
Th. Peters.

Der Württembergische Bezirksverein deutscher Ingenieure.
C. Bach.

Neuerungen im Bau der Paternosteraufzüge für Personen.[1])

Von **Ad. v. Ernst** †.

Die nach dem Vorbild der englischen Paternoster in Deutschland durch Jahrzehnte beibehaltene Bauweise, die Fahrzellen unmittelbar an Gelenkbolzen der Förderketten aufzuhängen, setzt peinlich genaue Werkstattarbeit und Montierung voraus, um für die klemmfreie Drehbeweglichkeit der Zellenzapfen die Grundbedingung zu erfüllen, daß die Achsen der paarweise zusammengehörigen Tragzapfen unter sich vollkommen parallel je in gemeinschaftlicher wagerechter Ebene liegen. Tritt im Verlauf des Betriebes ungleichmäßiger Verschleiß in den Kettengelenken auf, oder werden beim Nachspannen der beiden getrennten Förderketten die Spannvorrichtungen nicht ganz gleichmäßig angezogen, so können auch in einem ursprünglich tadellos laufenden Paternostergetriebe noch nachträglich durch die Abweichungen der Zapfenachsen von der Grundbedingung ihrer gegenseitigen Lage Klemmungen auftreten. Erhöhte Materialanstrengung, verstärkter Verschleiß und gesteigerter Energieverbrauch machen sich überall da bemerkbar, wo sich die in Rede stehenden Mängel in Anlagen vorfinden.

Unruh & Liebig in Leipzig — Abteilung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. — haben diese Schwierigkeiten und Mängel der älteren Bauart durch Einschaltung eines zweiarmigen Ausgleichhebels, Balanciers, zwischen Zelle und Förderketten, D. R. P. 163402, vollständig beseitigt. Bei Zellen mit tief ausgeschnittener Zellendecke und einfachem Versteifungsrahmen des Zellenkopfes findet der Ausgleichhebel unterhalb des Zellenfußbodens seinen Platz, bei Zellen mit geschlossener Fahrdecke oberhalb dieser.

[1]) s. a. Z. 1907 S. 410 und 624.

Fahrzellen mit Ausgleichhebel für Ungenauigkeiten der Förderketten.

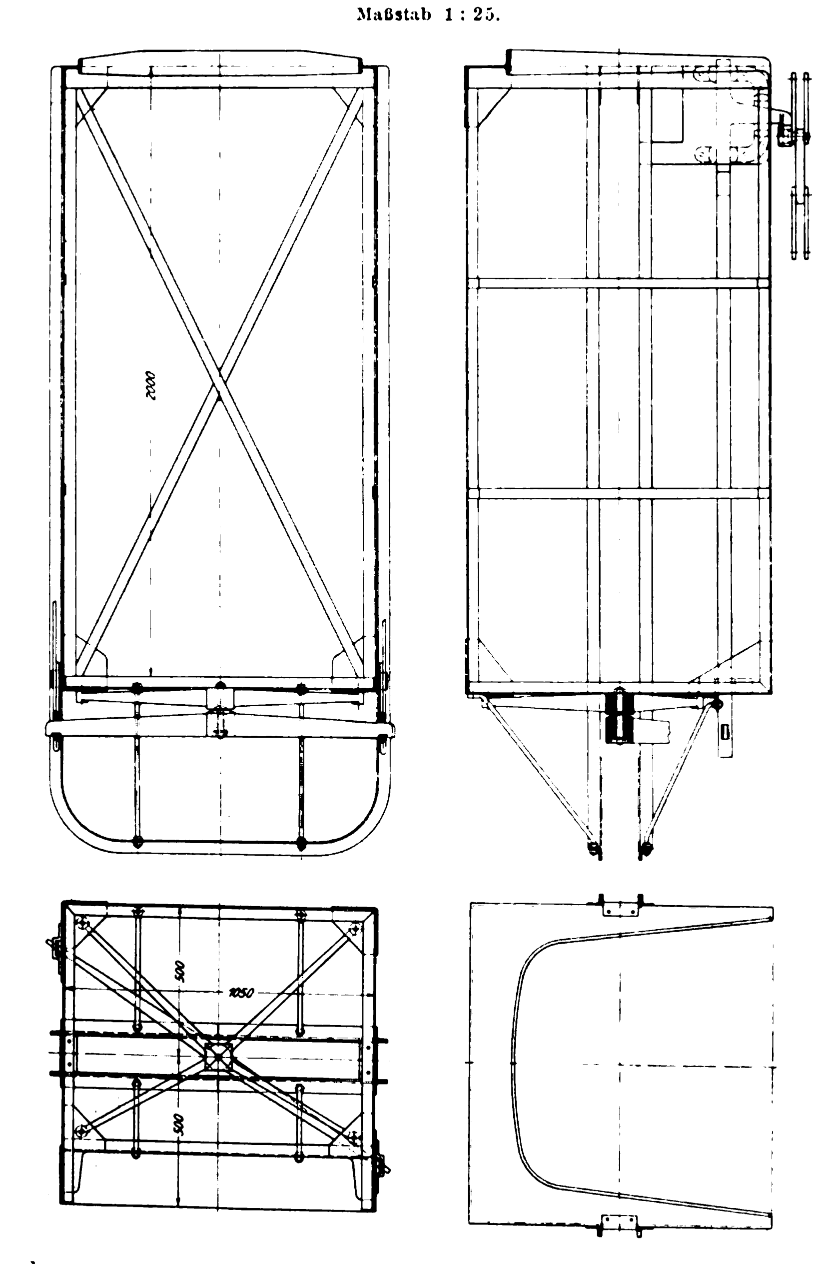
D. R. P. 163402 von Unruh & Liebig.

Die Zeichnungen der Patentschrift stellen als Ausführungsbeispiel die Anordnung mit einem Ausgleichhebel oberhalb der Fahrzellendecke dar. Für die erste Ausführung in der Praxis, den Paternosteraufzug im Hamburger Marinegebäude, ist der Hebel unter den Fahrzellenboden gelegt, weil man sich hier im übrigen für Zellen mit freiem Deckenausschnitt entschieden hatte. Die Gesamtanordnung geben Fig. 1 bis 4 wieder. Der Zellenboden ist unten durch ein kräftiges Stahlgußkreuz versteift, dessen Stützfüße gegen die Eckbleche der festen Bodenfläche geschraubt sind, und dessen Arme unter dem Mittelpunkt der ganzen Fußbodenfläche in einem nabenartigen Auge zusammentreffen. Da die vordere Fußbodenfläche in ihrer ganzen Breite in üblicher Weise als aufwärts ausweichende Schutzklappe ausgebildet ist und die vorderen Arme des Stahlgußkreuzes erst hinter ihr feste Stützpunkte für ihre Endauflager finden, ist das Kreuz ungleicharmig. Das ganze Fahrstuhlgewicht ruht mit dem Auge des

Stützkreuzes auf dem Mittelpunktauge des gleicharmigen Ausgleichhebels, dessen Arme unter dem Zellenboden über die Zellenseitenwände hinaus in die Bahnen der im Schachtquerschnitt schräg gegenüber angeordneten, gleichsinnig laufenden Strecken der Förderketten hineinreichen. Zur Verbindung des Traghebels mit dem Stützkreuz dient ein senkrechter Bolzen, um den sich der Hebel wagerecht frei drehen und sich in genügenden Grenzen auch noch senkrecht verstellen kann, weil die obere Stirnfläche des Hebelauges kugelförmig abgerundet und die Bohrung um den Bolzen nach unten kegelförmig erweitert ist, die Bolzenmutter

Fig. 1 bis 4.

Paternosteraufzug mit unten liegendem Ausgleichhebel.
Maßstab 1 : 25.



aber nur soweit angezogen wird, daß sie nur einen gewissen Abschluß der ganzen Verbindung sichert, ohne das freie Hebelspiel zu hindern.

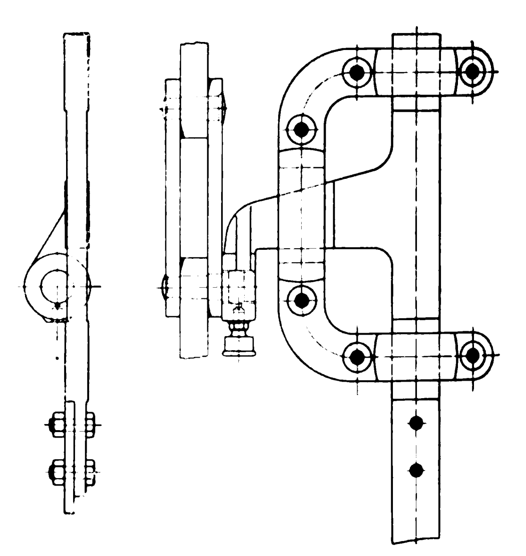
Bei der Tieflage des Ausgleichhebels, auf dem die ganze Zellenlast ruht, verbietet sich die unmittelbare gelenkige Verbindung der Hebelenden mit den Förderketten, weil die Zellen während ihrer jeweiligen Querwanderung durch den Dach- oder Kellerraum von einer Schachtbahn in die andre vorübergehend aus dem Schutz ihrer senkrechten seitlichen Führungen heraustreten und deshalb nicht durch labile Gleichgewichtstützung von unten, sondern nur durch Aufhängung oberhalb ihres Schwerpunktes im stabilen Gleichgewichtzustand ihre senkrechte Stellung ohne Kippneigung auch an den Umsetzstellen zu bewahren vermögen, wo keine seitliche Stützung vorhanden ist. Aus diesem Grunde sind die eigentlichen Aufhängearme mit den Lageraugen für die eingreifenden Köpfe der verlängerten Kettengelenk-Tragzapfen an den Außenseiten der Zellen nach wie vor dicht unter der Oberkante der Zellen angebracht, aber nicht unmittelbar mit den Zellenwänden verschraubt, sondern als senkrecht bewegliche Gleitstücke ausgebildet (vergl. auch Fig. 5) und durch Zugstangen aus Flacheisen mit den Hebelenden verbunden, um dem Ausgleichspiel des Zellenbalanciers bei Ungleichförmigkeiten der Kettenläufe zwangfrei nachgeben zu können.

Die drei Schlitzführungen der Gleitstütze sichern ihre ausschließlich senkrechte Beweglichkeit parallel zu den Zellenseitenwänden und halten die bei der Querwanderung der Zellen auftretenden Seitenkräfte von den Ausgleichhebeln vollständig fern, so daß diese nur senkrecht durch die Zellengewichte belastet werden.

Besondere Aufmerksamkeit ist außerdem noch der Ausbildung des Kuppelbolzens der Kette gewidmet, der, wie sich aus der größeren Einzelzeichnung, Fig. 5, deutlicher entnehmen läßt, mit einem kugelförmigen Wulst in die zylindrische Bohrung des Zellenarmes eingreift und damit auch seinerseits dem wechselnden Gleitspiel der Zellenaufhängung gegenüber dem Kettenlauf vollkommen freie Gelenkbewegung sichert und eine vollkommen zuverlässige Zapfenberechnung ermöglicht.

Fig. 5.

Aufhängearm und Kugelbolzen der Kette.
Maßstab 1 : 8.



Andre Konstrukteure, wie z. B. Fries Sohn in Frankfurt a. M., büchsen bei der gewöhnlichen Zellenaufhängung ohne Ausgleichhebel und unter Verwendung vollkommener zylindrischer Kettenzapfen die Zapfenlagerungen an den Zellen mit Weißmetall aus, um dadurch den Zapfen die Möglichkeit zu gewähren, bei kleinen Ungenauigkeiten der Ausführung oder Montierung im Betrieb selbst sich möglichst schnell einzulaufen und dann für die Dauer durch reichliche Gelenkflächen die spezifische Pressung niedriger zu halten, als dies bei Tragzapfen mit Kugelwulst der Fall ist. Meist findet man aber nur einfache zylindrische Stahlbolzen in Stahlaugen.

Die Schmierung der Kabinenzapfen erfolgt zweckentsprechend durch kleine in die Zapfenaugen eingesetzte Stauffer-Büchsen, nicht aber durch die unzuverlässigen einfachen Schmierlöcher, die man noch bei vielen Anlagen antrifft. Die zu erwartende günstige Wirkung des Ausgleichhebels auf den Energieverbrauch ist durch Messungen zahlenmäßig festgelegt.

Nach den Mitteilungen von Unruh & Liebig, die mir durch den Maschinenwärter im Hamburger Marinegebäude bestätigt sind, haben Aufschreibungen vom 14. bis 16. Februar d. J. in drei aufeinander folgenden Tagen bei 8stündigem Verkehrsbetriebe nur je 4,8 KW Energieverbrauch nach

den Zählerablesungen festgestellt, entsprechend 6 KW Tagesverbrauch für die Vergleichswerte der 10stündigen Betriebe, während die Anlagen ohne Ausgleichhebel, wie früher mitgeteilt, im Mittel 10 KW in 10 Stunden verbrauchen.

Daß die Ausgleichhebel wesentliche Dienste leisten, läßt sich auch bereits aus der unmittelbaren Beobachtung des ständigen Gleitspieles ihrer zugehörigen Zellenarme beurteilen, dem sonst Zwängungen entsprechen, die erst in den Energiemessungen zutage treten.

Diesen Erfolgen gegenüber treten andre Versuche, bei Aufhängung ohne Ausgleichhebel den Kettendrehwiderstand durch Walzenlager in den Kettenbolzenaugen herabzusetzen, vollkommen in den Hintergrund und verteuern die Ausführung ohne wesentlichen Nutzen. Wichtig ist dagegen für die Beschränkung des Energieverbrauches und die Lebensdauer der Kettendaumenräder nach wie vor die sorgfältige Ueberwachung der regelmäßigen Oeltropfschmierung aus den Tropfgefäßen mit einstellbarem Hahn, die man über den oberen Kettenrädern so aufstellt, daß das Oel auf die zylindrische Außenfläche der Köpfe der starken Kettenmittelglieder niedertropft und sie reichlich geschmiert in die Widerlagerflächen der Raddaumen hineinschwingen läßt. Von den Außenflächen der Kettengliedköpfe zieht sich das Oel auch durch radiale Schmiernuten zwischen die Gleitdrehflächen der Seitenlaschen und durch eine Längsschmiernut über den Kettendrehbolzen hin. Wird die Kettenschmierung an den Kettenraddaumen vernachlässigt, oder sind die Köpfe der mittleren Kettenglieder und die entsprechenden Widerlagerflächen der Raddaumen mangelhaft bearbeitet, so können in kurzer Zeit hier sehr störende Verschleißerscheinungen auftreten.

Fahrzellen mit Aufhängung an einem Ausgleichhebel und Schutzwänden für die Schachträume zwischen zwei aufeinander folgenden Zellen.

D. R. P. 163402 und 180149 von Unruh & Liebig.

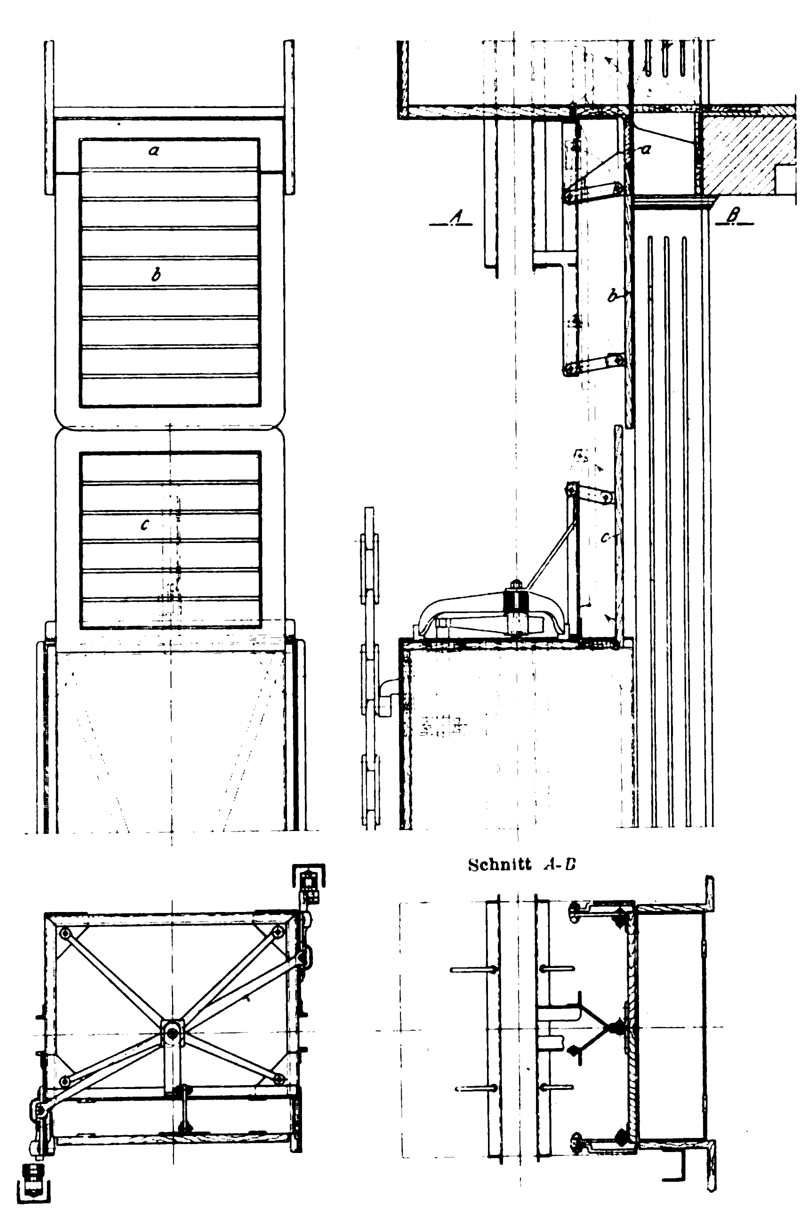
Für die erst in diesem Jahr in Betrieb genommene Paternosteranlage in dem Hamburger Geschäftshaus »Helgoländer Hof« haben Unruh & Liebig den Ausgleichhebel über der Zelle angeordnet, Fig. 6 bis 9. Mit der Verlegung des Stützkreuzes vom Fahrstuhlboden auf die Decke fallen die Zugstangen zwischen den Hebelenden und den gleitenden Zellenarmen fort; alle übrigen Teile der Aufhängung bleiben, und die umgekehrte Anordnung hat nur die weitere Folge, daß die Enden des Ausgleichhebels die seitlichen Gleitstücke von oben drückend statt von unten ziehend belasten. Aber im übrigen verlangt die Art der Zellenaufhängung mit oben liegendem Stützkreuz, Ausgleichhebel und geschlossener Zellendecke unbedingt als weiteres Zubehör Schutzwände zwischen den Zellen an der vorderen Schachtseite, um das gefahrvolle Betreten der Zellendecken von den Schachtzugängen aus zu verhindern. Die hierfür von Unruh & Liebig gewählte Konstruktion: D. R. P. 180149, ist schon auf S. 452 kurz beschrieben und in Fig. 6 bis 9 nach den Werkzeichnungen jetzt noch übersichtlicher veranschaulicht.

Die Schutzplatten sind dreiteilig. Unmittelbar an der Zellenfußklappe hängt vorn in Gelenken nur ein kurzes Brett *a*. Durch eine schräge Fuge davon getrennt folgt als Verlängerung nach unten die Mittelplatte *b* mit wagerecht an der Eisenkonstruktion unter dem Zellenfußboden gelagerten parallelen Lenkarmen, welche einem wagerechten Druck von außen gegen die Platte einen festen Widerstand bieten, also beim Auftreffen der Plattenunterkante auf ein in das Schachtinnere vom Podest vorstehendes Hindernis die Platte sofort nach oben und rückwärts ausweichen lassen, so daß man beispielsweise ungefährdet die Fußspitze über die Podestkante vorstrecken und ohne Verletzung und Festklemmung alsbald wieder frei zurückziehen kann[1]). Die dritte Platte *c* steht oben auf der vorderen Schutzklappe der Zellendecke und weicht mit dieser, von hinten durch einen weiteren Stützhebel abgestützt und geführt, ebenfalls nach oben und gleichzeitig nach rückwärts in das Schachtinnere zurück. Die Konstruktion erfüllt zwei wesentliche Forderungen: den Schutz gegen wagerechte Druckwirkungen von außen und die freie Ausweichbarkeit nach oben und rückwärts, wenn ein Fahrgast auf der Fußbodenklappe der nächstfolgenden von oben herabkommenden Zelle steht. Dadurch, daß die Zellenkopfplatte hinter den Zellenfußbodenplatten zurücksteht, ist die freie gegenseitige Querwanderung im Dachraum und Kellergeschoß gesichert. Um die Kopfplatte, die noch am

Fig. 6 bis 9.

Paternosteraufzug mit oben liegendem Ausgleichhebel.

Maßstab 1 : 25.



ersten einen empfindlichen Stoß ausüben kann, wenn jemand in eine niederfahrende Zelle verspätet einsteigt und dabei der Gefahr ausgesetzt ist, bereits von der Kopfplatte getroffen zu werden, so selten wie möglich als Schutzmittel in Anspruch zu nehmen, werden die Zellen etwas höher als sonst, 2,20 m hoch, gebaut. Im übrigen läßt sich das Plattengewicht noch durch Anwendung von durchlöcherten dünnen Blechtafeln statt der Holzfüllung vermindern. Einfache Stoffverkleidungen erscheinen fast zu wenig widerstandsfähig.

Das Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp und Fries Sohn haben bisher noch im wesentlichen die Elberfelder Schutzplattenkonstruktion — Fig. 20 S. 451 — beibehalten, die den

[1]) Die erste Ausführung des Patentes für den Sternhof in Hamburg zeigt noch die in der Patentschrift selbst für die Platten gewählte Schlitzführung, die erst bei der zweiten Ausführung im Helgoländer Hof durch Parallelogrammlenker ersetzt ist, weil die Schlitzführungen leicht Hemmungen in der Plattenbeweglichkeit hervorrufen.

bereits hervorgehobenen Nachteil hat, beim Auftreffen auf ein Hindernis durch Aufschlagen der Zellenfußbodenklappe mit der unmittelbar angehängten senkrechten Schachtschutzplatte sich spreizend abzusteifen, so daß Brüche entstehen können, und im übrigen wagerechten Drücken von außen nachzugeben. Solche Schutzwände verhindern beim Ausgleiten oder Stolpern vor dem Schachtzugang ein Hineinstürzen in den Schacht nicht unbedingt. Falls man sich auf den Standpunkt stellt, daß die Schutzklappen gerade auch solche unverschuldeten Unfälle verhindern sollten, genügen also die einfach schräg zurückschlagenden Klappen nicht. Das Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp scheint durch diese Erwägung veranlaßt worden zu sein, den schrägen Klappenausschlag durch Anschläge zu begrenzen. Damit wird aber auch der Ausweichschutz begrenzt, und es bleibt der Nachteil der teilweisen Wirkungsbehinderung der an der Zellenfußbodenklappe hängenden Schutzplatte, wenn gerade zufällig die Fußbodenklappe durch einen daraufstehenden Fahrgast belastet ist, bestehen.

Allen bisherigen Ausführungen von Zellen mit Schachtschutzwänden haftet aber noch der Nachteil an, daß die Wartung der Paternoster in bezug auf die Schmierung der Schachtführungen in nicht unbedenklicher Weise erschwert ist. Die Maschinisten wagen die gefährliche Fahrt auf den Fahrstuhldecken, um diese Arbeit gründlich zu besorgen, wie sie das auch von den üblichen Einkabinenaufzügen gewohnt sind, aber die Gefahr von Quetschungen ist bei den Paternostern dabei wesentlich größer, weil hier, vor allem im Kellerraum, leicht Zusammenstöße mit dem unteren Ende der mittleren Schachtführungen oder mit einer querdurchlaufenden Vorgelegewelle eintreten können. Hier wäre es angezeigt, einzugreifen und zu verlangen, daß bei Paternostern mit Schachtschutzwänden und geschlossener Decke die Decke mindestens im mittleren Teil in der ganzen Breite nach unten vom Maschinisten herabgeklappt werden kann, um mit einer in die Zelle eingestellten kurzen Leiter von gesichertem Standort aus frei an die Führungen und etwa zu schmierenden Schutzwandgelenke gelangen zu können, wie dies bei den Paternostern mit deckenlosen Zellen ohne weiteres möglich ist. Zu beachten ist schließlich, daß bei Anwendung von Schachtschutzwänden der Fahrschacht im allgemeinen tiefer als sonst anzulegen ist, um die von den Zellenfußböden herabhängenden Schutzwandplatten frei über die Schachtsohle hinwandern zu lassen. Ebenso erfordert die quer durch den unteren Schachtraum laufende mittlere Vorgelegewelle des Triebwerkes eine genügende Höhenlage, damit die Schutzwände auf den Zellenköpfen ungehindert unter ihr durchgehen. Reicht der Raum hierfür nicht aus, so ist die Vorgelegewelle aus der Schachtmitte nach der Außenseite des Schachtquerschnittes zu verlegen. Diese Anordnung vermehrt das Räderwerk durch unentbehrliche Zwischenräder, ist also möglichst zu vermeiden. Auch die Lage des tiefsten und des höchsten Querträgers des mittleren Leitbaumes im Schacht ist von der Bahn abhängig, welche die Schachtschutzplatten durch ihre Verbindung mit den Zellen bestreichen.

Abstellvorrichtungen.

Die von einzelnen Baupolizeibehörden erlassene Vorschrift, daß die Schutzklappen an den Schachteingängen, sobald sie in Tätigkeit kommen, nach einem gewissen Ausschlagwinkel bereits den Aufzug selbsttätig abstellen, läßt sich zwar mit elektrischen Kontakten und elektrischen Abstellvorrichtungen im Maschinenraum unschwer ausführen, vermehrt aber die Kontaktzahl und die Gelegenheit zu mißbräuchlicher Benutzung in lästiger Weise. Die Fälle, in denen hierdurch Verletzungen verhindert werden sollen, bilden in der Unfallstatistik eine ganz verschwindend kleine Zahl, und unter diesen bietet die betreffende Einrichtung gerade dann keinen Schutz, wenn eine Quetschung erfolgt, weil die Klappe wegen zufälliger Belastung von oben überhaupt nicht ausschlägt. Viel wichtiger erscheinen also Ausweichklappen nach Art der weiter oben besprochenen, die eine unter allen Umständen ausweichende Vorschutzklappe besitzen. Der von Chemnitz aus angeregte Gedanke, unter der oberen starren Begrenzung der Schachtzugänge Schutzhubgitter mit elektrischer Betriebabstellung einzubauen, um dort Quetschungen zu verhüten, ist von Fries Sohn für den Entwurf eines zweiten Paternosters im Frankfurter Rathaus in der Form aufgenommen, daß statt des Hubgitters eine nach außen gekrümmte Hängeklappe angebracht wird, die beim Anstreifen von unten hochgeschlagen wird und bei dieser Bewegung einen Kontakt schließt oder öffnet. Gegen die elektrischen Abstellvorrichtungen ist an sich kein weiterer grundsätzlicher Einwand zu erheben als der allgemeine Gesichtspunkt, daß, je mehr Schutzkontakte man anwendet, um so mehr Aufsichtarbeit auch aufgewendet werden muß und um so mehr Störungsursachen und Versagequellen geschaffen werden. Schon die bisherige Unfallstatistik mit zum Teil noch in wesentlichen Punkten unvollkommenen Anlagen ist so durchaus günstig, daß es nicht gerechtfertigt erscheint, die Einfachheit der ganzen Anordnung durch zahllose besondere Vorkehrungen für alle nur irgend wie denkbaren Fälle zu opfern.

Die Forderung, bei elektrischen Abstellvorrichtungen in den einzelnen Stockwerken die Wiedereinrückung nur dem Maschinisten zu ermöglichen, läßt sich u. a. dadurch erfüllen, daß man zur Bequemlichkeit zwar in jedem Stockwerk einen Einrück- und einen Abstelldruckknopf anbringt, aber den Einrückknopf für gewöhnlich durch eine Sperrung festhält, die nur der Maschinist durch einen Einsteckschlüssel vorübergehend auslösen kann. Bei Abstelldruckknöpfen in verschiedenen Stockwerken empfiehlt sich die Einschaltung eines Tableaus in die Leitung im Maschinistenraum, damit der Wärter sofort erkennen kann, wo die Abstellung erfolgt ist, und in Verbindung mit der Abstelleitung eine Alarmglocke, die solange ertönt, bis der Wärter durch dieses Signal herangerufen ist und sie wieder ausschaltet.

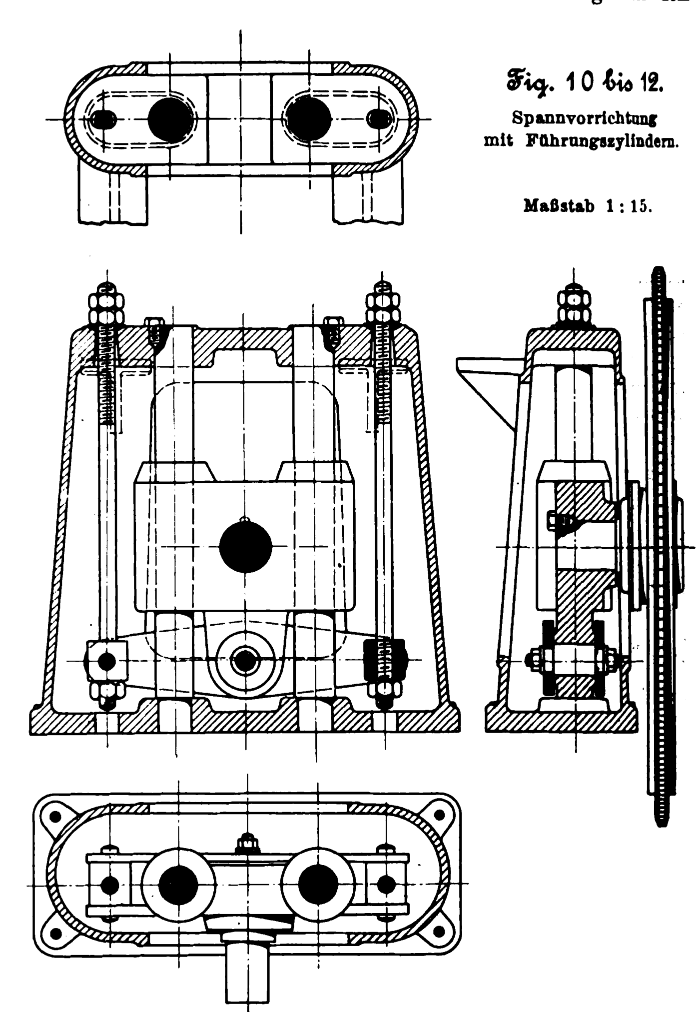


Fig. 10 bis 12. Spannvorrichtung mit Führungszylindern. Maßstab 1 : 15.

Spannvorrichtungen für die Paternosterketten.

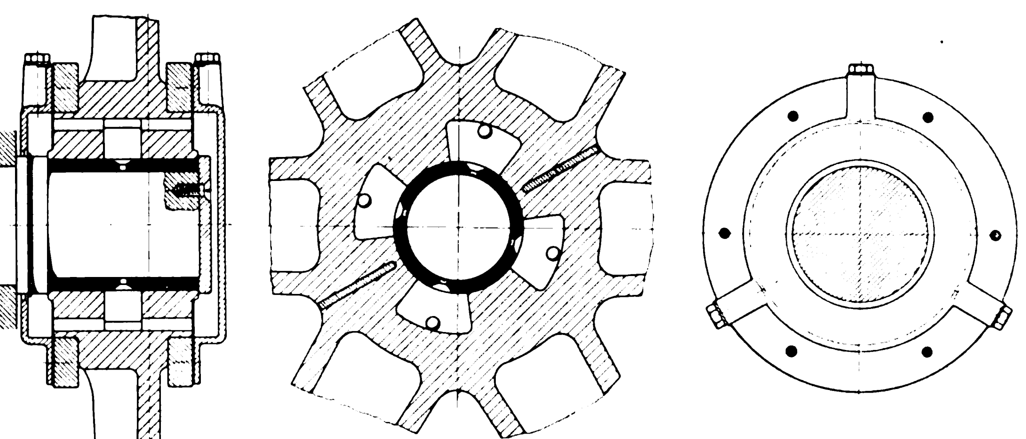
Das Einstellen der beiden getrennten Förderketten auf gleiche Zapfenhöhe wird beim Montieren durch eine von Wimmel & Landgraf schon seit langer Zeit benutzte Ausgleichkupplung auf der mittleren Vorgelegewelle wesentlich

erleichtert, die eine relative Verstellung der Antriebritzel der beiden Kettenradwellen gegeneinander und damit die Justierung der Kettenzapfenhöhen gestattet[1]). Die außerdem noch zum Spannen der Ketten erforderliche Einrichtung bietet in der in Z. 1907 S. 417 durch Fig. 10 bis 12 wiedergegebenen Ausführung von Wimmel & Landgraf mit Prismenführung für den Lagerschlitten der oberen Kettenrollen und doppelten Spannschrauben die Unbequemlichkeit, daß bei ungleichmäßigem Nachziehen der Schrauben leicht Klemmungen in den Schlittenprismen auftreten, die über die Größe der Kettenspannung täuschen. Fries Sohn verwendet deshalb, bei sonst gleicher Anordnung, statt doppelter Spannschrauben nur eine in der Mittelebene. Unruh & Liebig ersetzen die Prismenführung durch kräftige Führungszylinder, Fig. 10 bis 12, verzichten dafür aber auf das besondere Stützblech, das Wimmel & Landgraf nach Fig. 10 S. 417 noch vor dem Kettenrade für den Achsenkopf mit Nachstellkeilen einbauen, und halten Klemmwirkung der beibehaltenen doppelten Spannschrauben durch einen auch an dieser Stelle zwischengeschalteten Balancier fern. Im übrigen empfiehlt es sich in allen Fällen, besonders für Paternoster mit Zellenaufhängung ohne Ausgleichhebel, an den Spannvorrichtungen der getrennten Förderketten Kontrollskalen anzubringen, um beim Nachspannen stets die Gleichheit der beiderseitigen Nachspannung bequem überwachen zu können.

Schmierung der oberen Kettenradachszapfen.

Die oberen Kettenräder werden im allgemeinen fliegend und lose laufend auf den Köpfen ihrer Achsen angeordnet. Statt der von Wimmel & Landgraf hierfür verwendeten Zentralschmierung mit Staufferbüchse, die eine regelmäßige Bedienung in kurzen Zeiträumen verlangt, haben Unruh & Liebig eine selbsttätige Oelschmierung mit Rücklaufkühlung, Fig. 13 bis 15, angebracht, die trotz sehr reichlicher Oelzufuhr für die Laufflächen ohne Schmiervergeudung arbeitet. Gegen die Stirnflächen der mit Schrumpfringen verstärkten Radnabe sind Kapseln geschraubt, von denen die vordere vollständig geschlossen ist, die hintere den Achsenhals mit Spielraum nach rückwärts frei durchtreten läßt. Beide Kapseln bilden also Ringkammern und werden von außen durch radial im Umfange verteilte Eingußöffnungen nach Entfernung der Verschlußschrauben bis zur Höhe ihres unteren Fassungsraumes mit Oel gefüllt. Der Spiegel der Oelfüllung sucht auch bei der Raddrehung seine tiefste Lage beizubehalten. Die Radnabe selbst ist parallel zur Achse viermal durchbohrt, so daß jedesmal, sobald eine dieser Durchbohrungen bei der Raddrehung unter den Oelspiegel der Ringkapseln taucht, die beiden gegenüberliegenden Kapselräume miteinander in Verbindung treten und von beiden Seiten Oel in die Bohrungen eintreten lassen. Diese münden im Innern der Nabe in radiale Hohlräume, das einströmende Oel gelangt also auch in diese und schließlich im Verlauf der weiteren Drehung durch radiale Durchbohrungen des Bronzefutters der Nabe in Längsschmiernuten des Futters, die das Oel über den Zapfen verteilen. Der jeweilige Oelüberschuß fließt in die Kapselkammern zurück.

Fig. 13 bis 15. Oelschmierung mit Rücklaufkühlung.
Maßstab 1 : 6.



Die im mittleren Querschnitt der Radnabe, Fig. 14, angedeuteten radialen Schlitze sind aus gießereitechnischen Gründen zum Ausgleich von Gußspannungen angeordnet und werden in der Werkstatt vor dem Aufziehen der Schrumpfringe mit Weißmetall ausgegossen.

[1]) beschrieben und gezeichnet in Ernst, Hebezeuge, 4. Aufl. Bd. 1 S. 489 und 490.

Die Umlaufzahlenreihen bei Werkzeugmaschinen.

Von Dr.-Ing. **Franz Adler.**

A. Das Wesen der Umlaufzahlenreihen.

Die Bewegungen, welche bei einer spanabnehmenden Werkzeugmaschine dem Schnitt und Vorschub dienen, haben entweder unmittelbar kreisförmige Gestalt oder lassen sich doch wenigstens auf eine solche zurückführen. Deshalb findet auf sie die Gleichung $v = \pi d n$ sinngemäße Anwendung. v ist die Geschwindigkeit der Bewegung und d der doppelte Hebelarm des Kreisbewegungswiderstandes, fortan »wirksamer Durchmesser« genannt. Diese beiden Größen können — zunächst noch ganz allgemein gesprochen — je eine mehr oder minder große Anzahl von Werten besitzen, welche durch den Arbeitbereich der zu berechnenden Maschine von vornherein festgelegt sind. Demzufolge ergeben sich aus der Gleichung für die dritte Abhängige: die Umlaufzahl n, mehr oder weniger Werte n_1 bis n_m. Diese bilden eine Umlaufzahlenreihe.

Die Formen nun, in welchen solche Umlaufzahlenreihen in die Erscheinung treten, sind nach dem Gesagten von der Eigenart der Bewegungsbedingungen abhängig und durch deren Einsetzung in die Gleichung zu entwickeln. Diese Rechnungen lassen sich aber wesentlich abkürzen, wenn man die Anschauung zu Hülfe nimmt. Deutet man nämlich die Gleichung $v = \pi d n = k d n$ als ein gleichseitiges hyperbolisches Paraboloid mit den Hauptachsen v, d und n, so springen alle Umlaufzahlenreihen als Schnitte dieser in Fig. 1 perspektivisch gezeichneten Regelfläche heraus. Es gibt ihrer zwei Hauptarten: die stufenfreien und die stufenförmigen Reihen.

1) Die stufenfreien Umlaufzahlenreihen.

Für den zunächst zu behandelnden Fall, bei welchem trotz völlig wechselnder Größe des wirksamen Durchmessers die stete Einhaltung einer und derselben Geschwindigkeit v_1 verlangt wird, geht die Gleichung

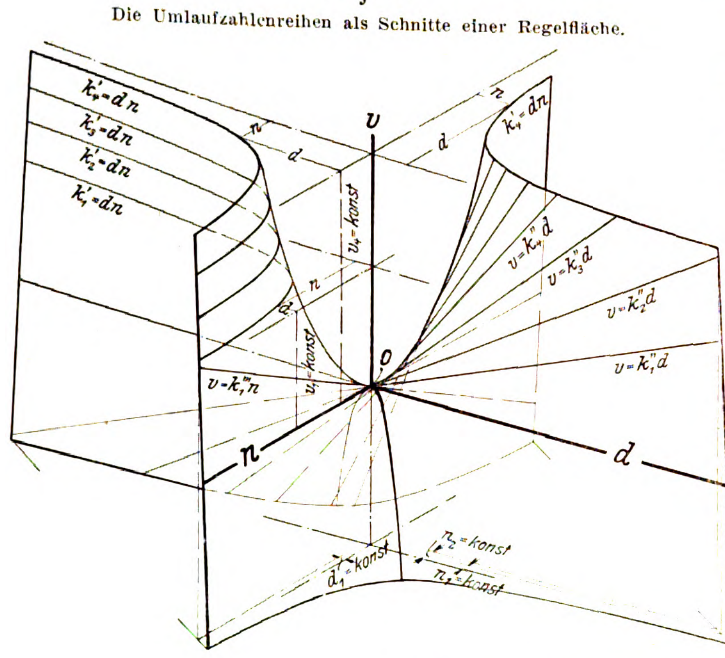
$$v = k d n$$

über in die Gestalt

$$\frac{v_1}{k} = k_1' = d n$$

Fig. 1.

Die Umlaufzahlenreihen als Schnitte einer Regelfläche.



und bedeutet nunmehr den Schnitt durch die Sattelfläche parallel der dn-Ebene im Abstande v_1, wie dies in Fig. 1 dargestellt ist. Der Schnitt ist eine in bezug auf ihre Asymptotenachsen gleichseitige Hyperbel, deren Abszissen die wirksamen Durchmesser d und deren Ordinaten die Umlaufzahlen n messen. Nach Maßgabe der Zeichnung entspricht jedem Durchmesser eine besondere Umlaufzahl, so daß hier eine Reihe mit unendlich benachbarten Umlaufzahlen, also eine stufenfreie Reihe entsteht.

2) Die stufenförmigen Umlaufzahlenreihen.

So häufig derartige stufenfreie Umlaufzahlenreihen rechnerisch auch vorkommen, ist man doch mangels geeigneter mechanischer Mittel nur selten in der Lage, sie zu verwirklichen. Insbesondere bei Schnittbewegungen muß man sich zumeist mit einer beschränkten, sprungweise herausgegriffenen Anzahl von Gliedern einer ursprünglich stufenfreien Reihe, also mit einer stufenförmigen Reihe, begnügen. Jede einzelne Umlaufzahl einer stufenförmigen Reihe hat nun nicht mehr nur einem, sondern unter Aufgeben der unveränderlichen Schnittgeschwindigkeit mehreren benachbarten wirksamen Durchmessern zu dienen. Für diese Bedingung läßt sich die allgemeine Gleichung $v = kdn$ überführen in die Gestalten

$$v = kn_1 d = k_1'' d$$
$$v = kn_2 d = k_2'' d$$
$$v = kn_3 d = k_3'' d$$
$$v = kn_4 d = k_4'' d$$

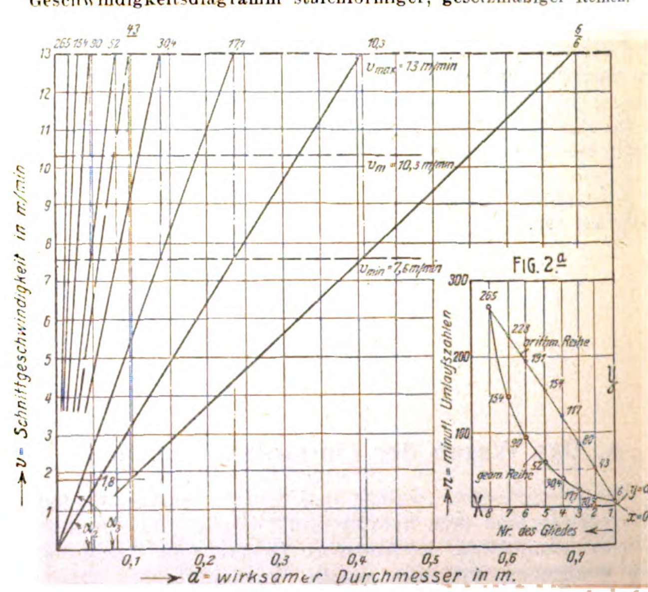
usw.,

d. h. wir schneiden die Sattelfläche durch Ebenen parallel zur vd-Ebene nacheinander in den Abständen $n_1, n_2, n_3, n_4 \ldots$ in Geraden. Jeder einzelne Strahl dieses Büschels stellt also für eine bestimmte Umlaufzahl die Veränderung der Geschwindigkeitsgröße bei fortlaufend wechselndem wirksamem Durchmesser dar.

Es ist nun die Frage, in welcher Weise dieses Strahlenbüschel auszusuchen ist, damit es mit möglichst wenigen Strahlen den ganzen Durchmesserbereich möglichst wirkungsvoll bestreicht. Zur Auswahl stehen als gesetzmäßige Reihen — nur um solche kann es sich handeln — die arithmetische und die geometrische Reihe. Sie sind beide für einen praktischen Fall in den Grenzen $n_1 = 6$ und $n_m = 265$ zu je 8 Gliedern ihrer Reihenfolge nach mit Nummernverzeichnung in das Diagramm Fig. 2a eingetragen. Die Umlaufzahlen des geometrischen Gesetzes liegen auf einer Exponentialkurve $y = aq^x$, die des arithmetischen Gesetzes auf der Geraden $y = bx + a$, wenn man mit den Ordinaten y die Umlaufzahlen und mit den Abszissen x die gleichmäßig fortschreitenden Abstände der Ordinaten vom 0-Punkte gleich der um eine Einheit verminderten Nummernverzeichnung mißt und mit a das auf der Y-Achse aufgetragene Anfangsglied beider Reihen, mit q den Koeffizienten der geometrischen, mit b den Koeffizienten der arithmetischen Reihe bezeichnet. Auf Grundlage dieser beiden Umlaufzahlenreihen sind nun die beiden entsprechenden Geschwindigkeitsstrahlenbüschel, die man sich für einen Augenblick noch ohne endliche Begrenzung denke, in Fig. 2 eingetragen. Bei ihrer Vergleichung wird man von dem gemeinschaftlichen Gesichtspunkt ausgehen müssen, daß die Schnittgeschwindigkeit einen durch die Rücksichten auf Werkzeug und Werkstück bestimmten Höchstwert nie überschreitet. Damit ist für die Verwendbarkeit der verfügbaren Umlaufzahlen eine Grenze nach oben hin durch eine gleichschwebende Gerade, im Beispiel durch die Gerade $v_{max} = 13$ m/min, gezogen. Bei Anwendung der arithmetischen Reihe steht uns deshalb nach Ausweis des Diagrammes vom wirksamen Durchmesser 0,7 m bis hinab zum wirksamen Durchmesser ∾ 0,1 m nur die eine einzige Umlaufzahl 6 zur Verfügung. Es sinkt somit die Arbeitsgeschwindigkeit vom zulässigen Höchstwert 13 m/min bis hinab zum Werte 1,8 m/min, ehe sie endlich durch Einschaltung der nächstfolgenden Umlaufzahl 43 wieder auf ihren Höchstwert gehoben werden kann. Wenn sich auch jetzt in dem noch verbleibenden Raume die übrigen 7 Umlaufzahlen der arithmetischen Reihe dicht drängen und demzufolge die nun noch auftretenden Mindestgeschwindigkeiten verhältnismäßig hoch liegen, so hängt doch die mittlere Geschwindigkeit eines über den ganzen Durchmesserbereich sich erstreckenden Arbeitsvorganges so gut wie allein von der einzigen Umlaufzahl 6 ab, welche $^6/_7$ des ganzen Durchmesserbereiches beherrscht. Sie liegt deshalb nur um ein weniges höher als diejenige vom Werte 6,5 m/min, welche sich ergeben würde, wenn überhaupt nur die eine Umlaufzahl 6 vorhanden wäre. Noch wesentlich ungünstiger ist das Ergebnis für einen nur teilweisen Arbeitsvorgang in der Nähe

Fig. 2.

Geschwindigkeitsdiagramm stufenförmiger, gesetzmäßiger Reihen.



der Mindestgeschwindigkeit 1,8 m/min. Die arithmetische Reihe erweist sich also für Schnittzwecke als unwirksam und damit unbrauchbar. Dagegen gewährt die geometrische Reihe eine wirksamere, ja sogar die denkbar günstigste Verteilung der Umlaufzahlen. Denn bei ihr liegen — das ist geometrisch leicht zu beweisen — alle Mindestgeschwindigkeiten gleichschwebend auf einer zur Linie der Höchstgeschwindigkeiten parallelen Geraden, im Beispiel auf der Geraden v_{min} = 7,6 m/min. Dadurch ergibt sich einerseits für einen ganzen Arbeitsvorgang eine gleichschwebende, höchstgelegene Mittelgeschwindigkeit, hier die vom Werte v_m = 10,3 m/min, und andererseits für einen teilweisen Arbeitsvorgang in der Nähe der

Mindestgeschwindigkeit immer noch eine brauchbare, d. h. nicht übermäßig verlustreiche Mittelgeschwindigkeit. Auch ein später hinzukommender Herstellungsgrund läßt die geometrische Reihe für Schnittbewegungen geeigneter erscheinen als die arithmetische.

Die zweite Bedingung, welche zu einer stufenförmigen Reihe führt, ist die, daß die Bewegung nur einen einzigen wirksamen Durchmesser d_1, aber mehrere Geschwindigkeiten besitzt. Demzufolge geht die Gleichung $v = kdn$ über in die Form

$$v = kd_1 n = k_1''' n.$$

Sie stellt jetzt einen Schnitt durch das hyperbolische Paraboloid parallel zur vn-Ebene im Abstande d_1 dar. Dieser Schnitt ist eine Gerade, welche in Fig. 1 kenntlich gemacht ist, und veranschaulicht, daß zu jeder Geschwindigkeit eine proportionale Umlaufzahl gehört. Man ist also hier, aber auch nur hier, berechtigt, statt von einer Umlaufzahlenreihe auch von einer Geschwindigkeitsreihe zu sprechen. Es würde manches Mißverständnis vermieden werden, wenn man sich streng an diese Definition halten wollte. Gelegentlich sind solche Reihen geometrisch, meistens aber arithmetisch geordnet.

B. Das Gewinnen der Umlaufzahlenreihen.

Wie werden nun aber alle diese Umlaufzahlenreihen gewonnen? Zur Beantwortung dieser Frage muß ich zunächst eintreten in eine

I. grundsätzliche Erörterung der Gewinnungsmöglichkeiten.

Eine Reihe wird entweder als Grundreihe von einer Einzelvorrichtung oder als zusammengesetzte Reihe von mehreren solchen im Verein arbeitenden Einzelvorrichtungen zustande gebracht.

Eine Einzelvorrichtung ist eine Vorrichtung, bei welcher von einer unveränderlichen Umlaufzahl der treibenden Achse verschiedene Umlaufzahlen auf die getriebene Achse unter Vermittlung verschiedener, nacheinander wirksam zu machender Uebersetzungsverhältnisse abgezogen werden.

1) Das Gewinnen einer Grundreihe.

Hier muß die Einzelvorrichtung das ganze Umsetzungsverhältnis der Reihe $\psi = \frac{n_1}{n_m}$ umspannen können und innerhalb desselben ebensoviele verschiedene Uebersetzungsverhältnisse zwischen treibender und getriebener Achse hergeben, als verschiedene Umlaufzahlen insgesamt gefordert sind.

2) Das Gewinnen einer zusammengesetzten Reihe.

Hier liegt es offenbar am nächsten, die Gesamtreihe $n_1\ n_2\ n_3\ n_4\ n_5 \ldots n_m$ in mehrere aufeinanderfolgende Gruppen zu zerlegen und jede Gruppe für sich in einer besonderen Einzelvorrichtung herzustellen, wie das in Fig. 3 schematisch dargestellt ist. Die getriebene Welle G ist allen Vorrichtungen gemeinsam, und die einzelnen antreibenden Wellen A_1, A_2, A_3 werden auf irgend eine Art mit den unveränderlichen Umlaufzahlen N_1, N_2, N_3 gespeist. Ich nenne dieses Verfahren, mit welchem man jede beliebige gesetzmäßige oder gesetzlose Reihe gewinnen kann, Verbundverfahren. Wenn auch das bisher als solches nicht erkannte Verbundverfahren nur gelegentlich unter ganz bestimmten baulichen Bedingungen, denen wir später noch begegnen, angewendet wird, so ist es doch wichtig, weil sich aus ihm das gewöhnlich benutzte Verfahren zwanglos herleitet.

Unter der Voraussetzung nämlich, daß die in Verbund arbeitenden Einzelvorrichtungen eine gleiche Anzahl und gleichgroße Uebersetzungsverhältnisse haben, sich also nur noch im Bewegungsgrad unterscheiden, kann man sie sämtlich mechanisch gegeneinander austauschen. Deshalb liefert eine einzige solche Einzelvorrichtung, beispielsweise die Einzelvorrichtung I der Figur 3, mit N_1 getrieben nach wie vor die Umlaufzahlen n_1 bis n_5. Sie ersetzt uns aber, mit N_2 getrieben, die Vorrichtung II und liefert n_6 bis n_{10} und ersetzt, mit N_3 getrieben, die Vorrichtung III und liefert n_{11} bis n_{15}. Wir vervielfachen also die Umlaufzahlen der Grundreihe n_1 bis n_5 mit den Faktoren $\frac{N_1}{N_1} = \psi_1 = 1$, $\frac{N_2}{N_1} = \frac{n_6}{n_1} = \psi_2$, $\frac{N_3}{N_1} = \frac{n_{11}}{n_1} = \psi_3$. Diese Faktoren bilden für sich eine Reihe, die Vervielfachungsreihe. Sie wird gleichfalls in einer Einzelvorrichtung, nämlich der Vervielfachungsvorrichtung, in der Weise hergestellt, daß ihre getriebene Welle G_v mit der treibenden Welle der Grundvorrichtung A_g zusammenfällt und an diese $N_1\ N_2\ N_3 \ldots$ abgibt. Dieses zweite Verfahren zur Herstellung zusammengesetzter Reihen dürfte am besten als Vervielfachungsverfahren zu bezeichnen sein. Sein Schema wird durch Fig. 4 vorgeführt. Schon aus den beschränkenden Voraussetzungen der Ableitung geht hervor,

Fig. 3 und 4.
Das Gewinnen der Reihen in zusammengesetzten Vorrichtungen.

Fig. 3. Verbundverfahren.

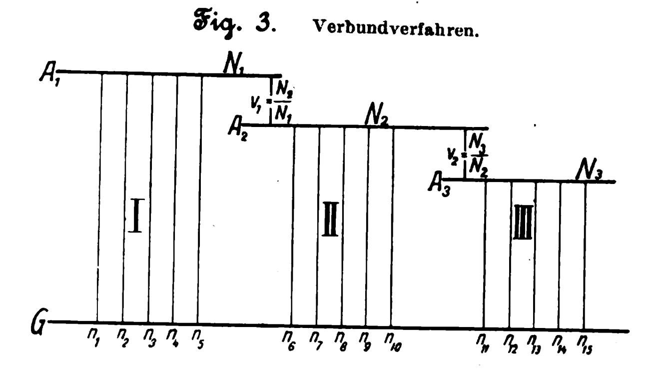
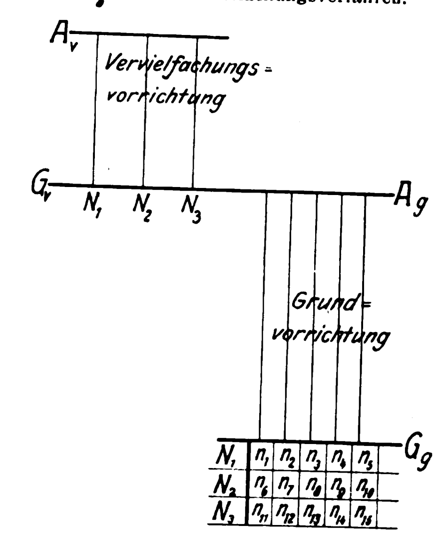


Fig. 4. Vervielfachungsverfahren.



daß dieses Verfahren nicht so umfassend ist wie das Verbundverfahren. Denn erstens lassen sich mit ihm völlig gesetzlose Reihen nicht herstellen, weil die aus einer gesetzlosen Grundreihe durch Vervielfachung hergestellten Teilreihen stets Kennzeichen dieser Vervielfachung tragen müssen. Zweitens aber ist eine völlig gesetzmäßige, stufenförmige Gesamtreihe nur dann zu erzielen, wenn das Gesetz der Grundreihe sich ohne Sprung nach den Teilreihen und über diese hin unverändert fortsetzt. Diese beiden Bedingungen sind erfüllbar bei der geometrischen Reihe von der allgemeinen Form:

$$a \quad a\varphi \quad a\varphi^2 \quad a\varphi^3 \quad a\varphi^4 \quad a\varphi^5 \quad a\varphi^6 \ldots a\varphi^{m-1}.$$

Denn es ergeben sich als Vervielfachungsfaktoren stets Potenzen der Stufenkonstante φ, so daß auch die Teilreihen dem gleichen Gesetze $y = a\varphi^x$ wie die Grundreihe folgen; und ein Sprung zwischen den Reihenabschnitten läßt sich dadurch vermeiden, daß man die Vervielfachungsfaktoren nach der bei der Ableitung gemachten Angabe wählt. Wählt man sie in zu hohen Potenzen von φ, so bilden

sich Risse zwischen den Teilreihen; es entsteht also eine gebrochen geometrische Gesamtreihe. Wählt man sie in zu niedrigen Potenzen von φ, so überdecken sich eine Anzahl Glieder, wovon man sich leicht durch Rechnung überzeugen kann. — Die arithmetische Reihe dagegen verträgt eine Vervielfachung nicht; denn die Form der Grundreihe $y = bx + a$ mit der Stufenkonstante b geht durch die Vervielfachung über in die Form:

$$y = b\psi_1 x + a\psi_1 = bx + a \quad [\psi_1 = 1!]$$
$$y = b\psi_2 x + a\psi_2$$
$$y = b\psi_3 x + a\psi_3 \text{ usw.}$$

Wir erhalten also statt des einen Strahles $y = bx + a$ der Figur 2a ein ganzes Büschel Strahlen, das ist eine gebrochen arithmetische Reihe.

Mit dem Fortfall der Stufung entfallen auch alle Herstellungseinschränkungen, so daß der Erzielung einer stufenfreien Gesamtreihe durch Vervielfachung einer stufenfreien Grundreihe nichts im Wege steht.

II. Kennzeichnung der zwangläufigen Umlaufzahlenwechsler.

Die Umlaufzahlenwechsler zerfallen in solche zur Erzielung von stufenfreien und solche zur Erzielung stufenförmiger Umlaufzahlenreihen. Aus Rücksicht auf den beschränkten Raum scheide ich die erste Gruppe ganz aus und bespreche von der zweiten nur die Zahnräderwechselgetriebe.

Da, wie oben festgestellt worden ist, eine Einzelvorrichtung für sich allein eine Reihe hergibt, die ihrerseits Grund- oder Vervielfachungsreihe sein kann, und zwei oder mehrere solche Vorrichtungen im Verein arbeitend eine zusammengesetzte Reihe schaffen, so werde ich mich darauf beschränken können, die Einzelvorrichtungen ihrem Wesen nach zu kennzeichnen, zu ordnen und auf die Erfüllung der maschinen- und betriebstechnischen Forderungen zu prüfen. Nur dort, wo die Zusammensetzung von Einzelvorrichtungen zu baulichen Umbildungen geführt hat, soll auch auf die zusammengesetzten Umlaufzahlenwechsler eingegangen werden.

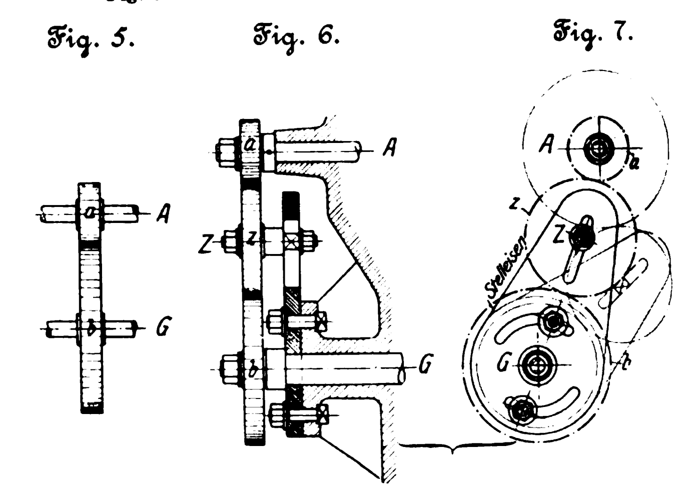
Man kann zwei Hauptgruppen von Zahnräderwechselgetrieben unterscheiden. Die erste Gruppe bilden

1) die Getriebe mit auswechselbaren Zahnrädern.

Ein Beispiel hierfür zeigt Fig. 5. Beim Wechsel wird das Räderpaar a, b von seinen Wellen, der treibenden A und der getriebenen G, abgenommen und durch ein andres Paar ersetzt. Wegen der maschinentechnischen Forderung aber, daß alle Wechselräderpaare gleiche Halbmessersumme besitzen müssen, lassen sich bei dieser Vorrichtung mit unveränderlichem Achsenabstand mit $2p$ Rädern höchstens $2p$ verschiedene Umlaufzahlen erzielen. Wo es sich um die Herstellung vieler Umlaufzahlen handelt, macht man sich deshalb von dieser Beschränkung frei, indem man die Räderpaare in Einzelräder auflöst. Man gelangt dadurch zur Anordnung nach Fig. 6 und 7[1]), bei welcher a durch die Vermittlung eines Zwischenrades z auf b treibt. Dadurch, daß der Zapfen Z des lose laufenden Rades z auf einer Schwinge, dem Stelleisen oder Pferdekopf, um G schwenkbar und außerdem in einer Nut der Welle verschieblich ist, kann z jede Eingrifflücke zwischen den Rädern auf A und G ausfüllen. Ein Wechsel kann deshalb hier schon durch Abänderung eines einzelnen Raddurchmessers erfolgen, so daß günstigstenfalls mit $2p$ Rädern $2p\,(2p-1)$ verschiedene Umlaufzahlen erzielt werden können. Das Stelleisen wird in den Arbeitslagen durch Kreisnut und Klemmschraube gesichert.

Reicht das Uebersetzungsverhältnis dieses Umlaufzahlenwechslers nicht aus, so verwendet man unter Beibehaltung der Einstellmöglichkeit des Zwischenzapfens Doppelübersetzungen zwischen A und G nach Maßgabe der Figuren 8 und 9[2]). Auf Z sitzen, gegeneinander fest, aber zusammen lose laufend, die beiden Räder b und c, die mit a und d kämmen. Alle vier Räder sind gegeneinander und gegen andre Räder austauschbar. Der Uebergang eines festen Rades von A oder G als loses Rad auf den Scherenstift Z und die gemeinsame Drehung beider Räder auf Z ist durch die Anbringung einer geeigneten Büchse k ermöglicht. Dieses Getriebe findet eine ausgedehnte, in Deutschland nahezu ausnahmslose Verwendung für den Wechsel von Gewindevorschüben, weil es der dort geforderten vielgliedrigen Feinabstufung mit wenigen Rädern gerecht wird. Die

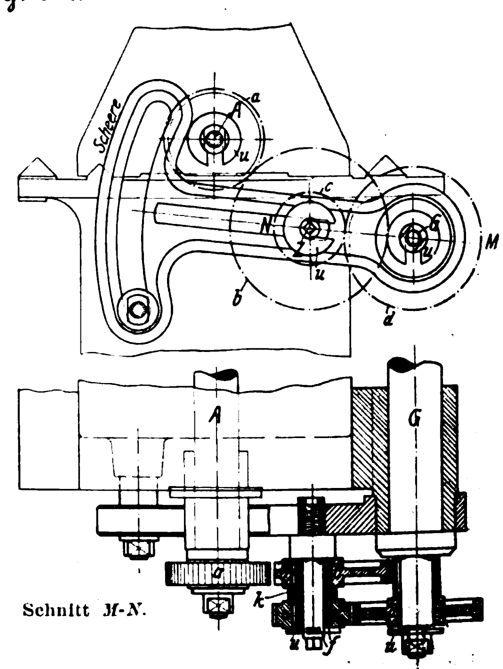
Fig. 5 bis 7. Wechselräder: Einfachübersetzungen.



gebräuchlichen Wechselrädersätze, welche den Drehbänken beigegeben werden, sind in einer Zahlentafel zu Fig. 9 vermerkt. Das 127er Rad dient nur zur Umwandlung der Zoll- in Millimetersteigung und sitzt für diesen Fall stets auf der Leitspindel G. Für besondere, ausschließlich dem Gewindeschneiden dienende Maschinen besteht die Ausrüstung des Getriebes, abgesehen von dem 127er Rad, aus

9 Rädern mit 17 bis 25 Zähnen, je um 1 Zahn springend
15 » » 25 » 100 » » » 5 Zähne »
3 » » 100 » 130 » » » 10 » »

Fig. 8 und 9. Wechselräder: Doppelübersetzungen.



Deutscher Wechselrädersatz für Zoll- und metrisches Gewinde.

$Z = 24$	32	40	48
56	64	72	80
80	88	96	104
112	—	—	—
36	44	51	127

In England und Amerika fallen die Räder der letzten Reihe fort.

---

[1]) Vergl. auch: Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, 2. Aufl. S. 162; Z. 1904 S. 546.

[2]) nach Hülle, Die Werkzeugmaschinen, S. 43; vergl. auch Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 163.

Die Zeit für das Wechseln der Räder hat man neuerdings ein wenig abgekürzt[1]). Man schlitzt nämlich die Unterlegscheibe u auf und sichert sie entweder durch gelindes Aufzwängen auf eine Abflachung f des Zapfens, wie es beim Scherenstift zu ersehen ist, oder durch seitliche Anpressung an den Zapfen mittels einer Mutter. Da man im letzten Falle die Scheibe schon abziehen kann, sobald man die Mutter nur ein wenig gelöst hat, und es im ersten Falle sogar nicht einmal dieses vorbereitenden Handgriffes bedarf, so geht der Wechsel hier schneller von statten als bei der Vorrichtung Fig. 6 und 7, wo erst die Muttern der Zapfen völlig herunter- und wieder hinaufgedreht werden müssen. Immerhin ist die Zeit für den Wechsel noch erheblich, weil ja zum Wechseln nicht bloß das Auf- und Abstecken, sondern auch das Heraussuchen der neu zu benutzenden und das Verwahren der eben benutzten Räder gehört.

Wenn man sich auch für gewöhnlich mit der Umständlichkeit der Handhabung und mit der Unbequemlichkeit der Aufbewahrung der auswechselbaren Räder abfindet, so liegt doch ein hübscher Versuch, diese Mängel unter Beibehaltung der Auswechselbarkeit abzustellen, in Fig. 10 und 11[2]) vor. An dem Schilde s einer Dose d sind 8 Wechselräder so angeordnet, daß durch eine Teildrehung des Schildes s immer ein Rad gleichachsig zur Leitspindel wird, um alsdann mit dieser durch eine Klauenkupplung k verbunden und gleichzeitig durch den Zapfen Z abgestützt zu werden. Das Zwischenrad b, welches um A schwingt, wird alsdann durch eine Aussparung im Kasten niedergesenkt und befindet sich in der richtigen, verriegelbaren Arbeitstellung, sobald der Lappen l des Rahmens r auf einen der 8 Knaggen v des Schildes stößt. Völlig freilich kann diese Vorrichtung die losen Räder für die Regelung der Gewindevorschübe nicht beseitigen, weil der räumlichen Beschränkung wegen nicht alle Wechselräder in der Dose untergebracht werden können.

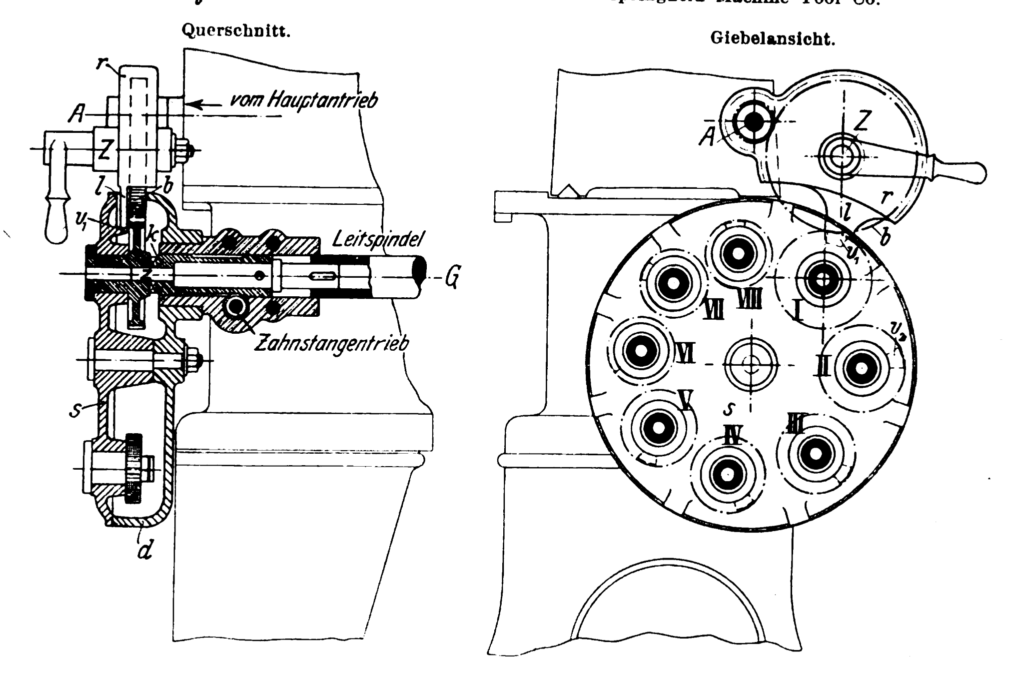


Fig. 10 und 11. Wechselräderdose der Springfield Machine Tool Co.

1) Vergl. auch Z. 1904 S. 545 und beachte, daß man in neuester Zeit auf den in Fig. 154 der Quelle gezeichneten Absatz a der Unterlegscheibe verzichtet.

2) Am. Mach. 1901 S. 918 u. Machinery 1901 Bd. VIII S. 26. Am. Pat. 679568 vom 30. Juli 1901 von Edward A. Müller. Aehnliche, aber weniger gute Lösungen finden sich im:

Am.	Pat.	536615	vom	2. April	1895	von Flather
»	»	638359	»	5. Dezember	1899	» Shellenback
»	»	667406	»	5. Februar	1901	» »
»	»	684433	»	15. Oktober	1901	» Isler
»	»	704645	»	15. Juli	1902	» »

Anwendung des letztgenannten Patentes: Machinery 1903 Bd. X S. 31.

2) Die Getriebe mit arbeitbereiten Zahnrädern.

Der weiteren Entwicklung der Zahnräder-Wechselgetriebe, welche ungeordnet und durchaus sprunghaft erfolgte und noch erfolgt, liegt der Gedanke zugrunde, die Räder nicht mehr auszuwechseln, sondern ein für allemal auf ihren Achsen anzuordnen und dadurch in steter Arbeitbereitschaft zu halten.

a) Die Schaltungen der arbeitbereiten Uebersetzungsverhältnisse.

α) Schaltungsarten.

Eine Wechselvorrichtung besteht also jetzt grundsätzlich aus einer Anzahl arbeitbereiter Uebersetzungsverhältnisse zwischen A und G.

Die Grundreihe oder die Vervielfachungsreihe läßt sich nun in der Weise herstellen, daß jedes dieser arbeitbereiten Uebersetzungsverhältnisse für sich als selbständige Verbindung der treibenden und getriebenen Welle unter Ausschluß der übrigen, also in **Einzelschaltung** wirksam gemacht wird.

Es gibt aber noch einen zweiten Weg, der freilich seltener begangen wird. Die erste Umlaufzahl n_1 wird vom Uebersetzungsverhältnis a geliefert. Um nun zu n_2 zu gelangen, schalten wir unter Beibehaltung von $a = n_1$ in den Kräftezug zwischen A und G noch ein weiteres Uebersetzungsverhältnis b_1 ein, welches sich mit a zu $a b_1 = \frac{n_1 n_2}{n_1} = n_2$ vereinigt. In gleicher Weise erhalten wir n_3, indem wir hinter $a b_1 = n_2$ noch $b_2 = \frac{n_3}{n_2}$ schalten. Denn es ist dann $a b_1 b_2 = n_2 \frac{n_3}{n_2} = n_3$. Dieses Verfahren sei **Hintereinanderschaltung** genannt.

β) Die Anordnung der Schaltungen in den Zahnräder-Wechselgetrieben.

αα) In den Einzelvorrichtungen.

Wir wollen uns nun vergegenwärtigen, wie sich diese Schaltungen in den Getrieben anordnen lassen, und dabei ausgehen von der gegenseitigen Lage von A und G, die entweder durch die baulichen Erfordernisse der Maschine oder durch das Wechselgetriebe selbst von vornherein festgelegt ist. Aus der Betrachtung der Schaltungsanordnungen wird man auch in bezug auf den Bedarf an Getriebebausteinen, als welche Zahnräder, Wellen und Kupplungen anzusprechen sind, einen Schluß ziehen können. Um aber auf dem Boden der Wirklichkeit zu bleiben, wollen wir dieser Betrachtung Ausführungsbeispiele zugrunde legen, die aller baulichen Einzelheiten entkleidet, in ihrer verallgemeinerten Form die Grenzen klar erkennen lassen, welche die baulichen Gesichtspunkte der Verwirklichung theoretischer Möglichkeiten jeweils ziehen. Die Darstellung soll durch schematische Bezeichnungen vereinfacht und in Sonderheit der »Schaltungsplan« benutzt werden, der durch die Abbildung der einzelnen Kraftwege eines Wechselgetriebes in einfachen Linienzügen entsteht. Der Begriff »Kraftweg« beruht auf der gegenüber der Wirklichkeit vereinfachten Vorstellung, daß die Drehkraft einer Welle auf eine parallele Welle nur in der Mittelebene des beide Wellen verbindenden Räderpaares übergeleitet wird. Eine solche Ebene, welche also einen Kraftweg enthält, projiziert sich samt diesem auf eine zu ihr senkrechte Bildebene als gerade Linie.

Bei den Getrieben mit gleichlaufenden Wellen A und G

begegnet man zumeist dem Bild der **Einzelschaltung**, wie es in Fig. 12 in Erscheinung tritt. Zwischen A und G

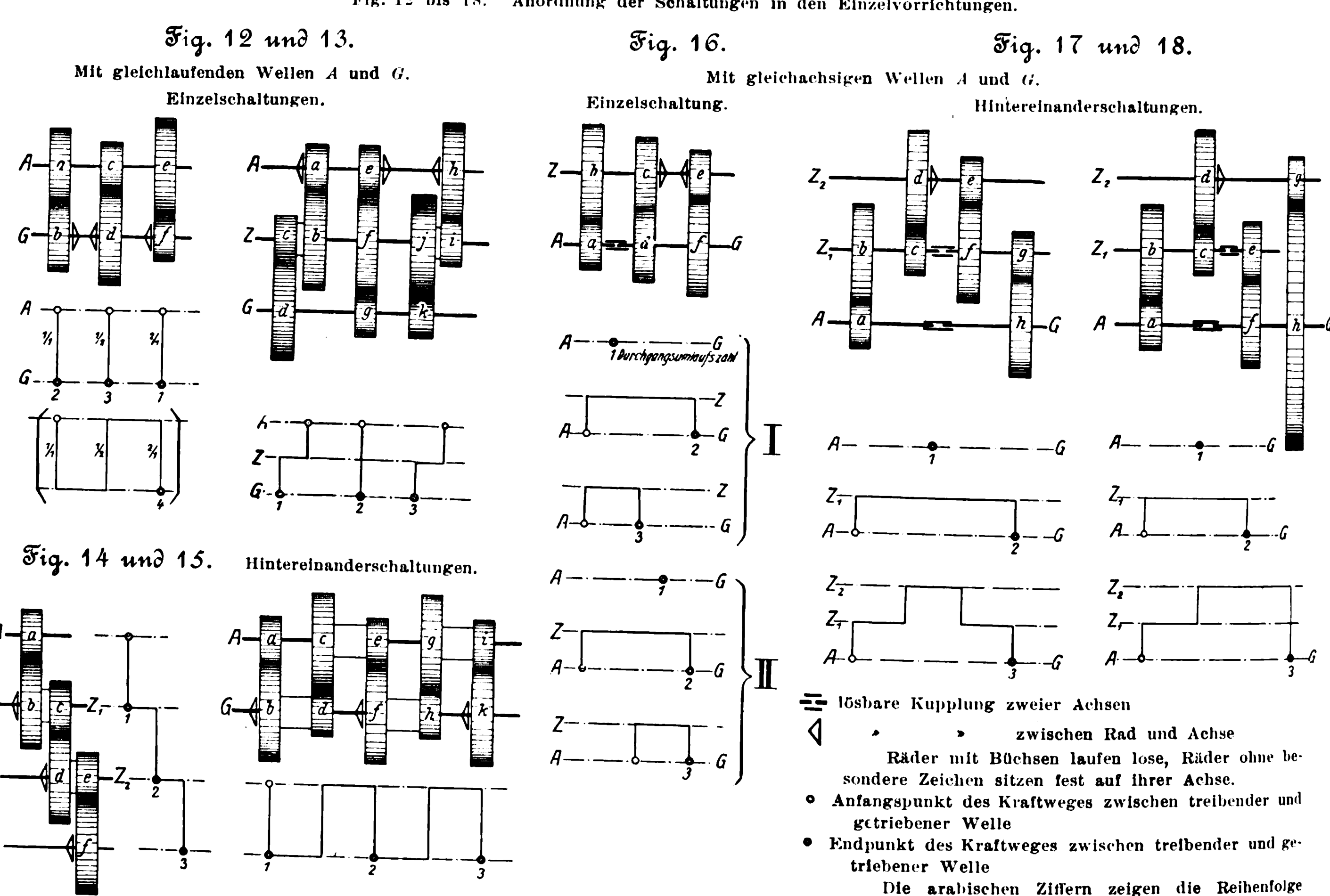


vermitteln eine Anzahl Einzelübersetzungen $\frac{a}{b}$, $\frac{c}{d}$, $\frac{e}{f}$ die Bewegungsübertragung. So viele verschiedene Uebersetzungsverhältnisse vorhanden sind, ebenso viele verschiedene Umlaufzahlen in der Zeiteinheit lassen sich auf G von der stets gleichbleibenden Umlaufzahl von A abziehen. Zu jedem Uebersetzungsverhältnis gehört eine wechselnde Kupplung, die zur Herstellung der zugehörigen Umlaufzahl in Wirksamkeit gebracht wird, nachdem alle übrigen Kupplungen gelöst sind. In der vorliegenden Skizze sind die sämtlichen Räder beider Wellen unmittelbar miteinander kämmend gezeichnet. Infolgedessen müssen die Kupplungen solche zwischen Rad und Achse sein, und zwar können die Räder der einen Achse auf ihr festgekeilt und nur die Räder der andern Welle mit dieser kuppelbar sein. Der Schaltungsplan gilt aber natürlich auch für alle Ausführungen, wo immer nur ein Räderpaar im Eingriff ist. Man hat dann unter dem Begriff der Kupplung das In- oder Außereingriffbringen der Zahnkränze der Räder zu verstehen. Dabei kann die Kupplung unmittelbar durch die Uebersetzungsräder selbst oder mittelbar mit Hülfe eines Zwischenrades erfolgen, das die Verbindung des jeweils treibenden mit dem jeweils getriebenen Rade herstellt. Mit Fig. 13 soll gezeigt werden, daß die Uebersetzungen zwischen A und G auch höheren Grades sein können. Die Doppelübersetzung drückt sich bemerkenswerterweise auch im Schaltungsplan durch die Doppelknickung der einzelnen Verbindungswege aus. Solche Anordnungen kommen aber nur selten vor, gelegentlich einmal für kurze Vervielfachungsreihen[1]).

Fig. 14 ist dagegen die Versinnlichung der Hintereinanderschaltung. Von A aus kann man unter Vermittlung der Uebersetzung $\frac{a}{b}$ eine Umlaufzahl auf G_1 abziehen, wenn G_1 mit dem Rade b gekuppelt wird, oder aber nach Auslösung dieser Kupplung und Verbindung von d mit G_2 eine weitere Umlaufzahl mit dem Uebersetzungsverhältnis $\frac{a}{b}\frac{c}{d}$ auf G_2 abziehen, wobei b und c — untereinander fest verbunden — lose auf der nun zur Zwischenachse Z_1 gewordenen Welle G_1 laufen usw. Sind die hintereinander geschalteten Uebersetzungsverhältnisse gleich groß, so entsteht eine geometrische Reihe. Dieses Prinzip ist angewandt beim Bilgram-Getriebe[1]), bei welchem die hier in eine Ebene gestreckten Achsen im Kreis angeordnet und mit einer im Mittelpunkt des Kreises gelegenen Welle durch ein unveränderliches Uebersetzungsverhältnis verbunden werden. Fig. 15 zeigt Doppelübersetzungen gleichfalls in Hintereinanderschaltung.

Die Gebrüder Ruppert haben bei ihrem ersten Wechselgetriebe[2]) eine Verquickung der Hintereinanderschaltung mit der Einzelschaltung in der Weise erzielt, daß sie die drei einzelgeschalteten Räderpaare der Fig. 12 auch in Hintereinanderschaltung nach dem in Klammern beigefügten Kraftwege 4 arbeiten ließen. Sie gewannen so zu den drei Uebersetzungen $\frac{a}{b} = {}^1/_1$, $\frac{c}{d} = {}^1/_2$, $\frac{e}{f} = {}^2/_1$ noch die Uebersetzung $\frac{a}{b}\frac{d}{c}\frac{e}{f} = {}^1/_1 \cdot {}^2/_1 \cdot {}^2/_1 = 4$ und erzielten die Reihe ${}^1/_2$, 1, 2, 4. Aber dieser Erfolg ließ sich nur erkaufen durch eine Beschränkung in der freien Auswahl der Reihen. Sodann müssen die Räder b und d und die Räder c und e sowohl zusammen lose laufen, als auch einzeln mit ihren bezüglichen Wellen kuppelbar sein. Das ist aber im Verhältnis zur erzielten Ersparnis eines Räderpaares eine so erhebliche Verwicklung, die bei Fortsetzung des Spieles ins Ungemessene wächst, daß man wohl besser bei einer reinen Einzelschal-

Fig. 12 bis 18. Anordnung der Schaltungen in den Einzelvorrichtungen.



[1]) s. Fig. 55 u. 57; vergl. auch Am. Mach. 1904 S. 1051.

[1]) Pregél, Die Bilgram-Hobelmaschine, und Am. Mach. 1902 S. 114; ferner Z. 1904 S. 424.

[2]) D. R. P. Nr. 122824 und Z. 1901 S. 1674.

tung bleibt. Als klärender Versuch aber hat dieses Getriebe bleibenden Wert.

Was nun die

Schaltungsanordnungen bei gleichachsiger Lage von A und G

betrifft, so läßt sich zunächst die Umlaufzahl von A in unveränderter Größe auf G einfach dadurch übertragen, daß die beiden aneinander stoßenden Wellen durch eine lösbare Kupplung in Verbindung gebracht werden. Zur Erzielung von zwei Umlaufzahlen (1 und 2 der Figur 16) genügt daher das Vorhandensein einer Räderübersetzung zwischen A und G, beispielsweise der Uebersetzung $\frac{a}{b}\frac{e}{f}$. Da die Umlaufzahl von A mit der ersten von G zusammenfällt und deshalb von der Umlaufzahl von A nach der zweiten von G eine volle Doppelübersetzung ins Langsame möglich ist, so eignet sich dieses Getriebe besonders als Vervielfachungsvorrichtung für solche Grundvorrichtungen, welche aus Rücksicht auf die zu übertragende Kraft nicht ins Schnelle getrieben werden dürfen. Es ist also das gegebene Vervielfachungsgetriebe an Spindelstöcken[1]). Denn man verlangt ganz allgemein — heute nach Einführung der schweren Schnitte noch mehr als früher —, daß die Schnittkraft nicht unter die in den Spindelstock eingeleitete Kraft sinkt. Aber auch über diesen Bereich hinaus hat dieses »doppelte Vorgelege«, wie es vielfach genannt wird, ausgiebige Anwendung erfahren. Die zwischen Z und e angeordnete Kupplung kann durch eine solche zwischen A und a oder G und f ersetzt werden, so daß die Räder b und e der Vorgelegewelle Z untereinander oder mit Z fest verbunden sein und im Eingriff mit ihren bezüglichen Rädern bleiben können. Das ist stets der Fall bei den sogenannten gedeckten Getrieben[2]), die im Grunde nichts andres als doppelte Vorgelege sind. Durch die Zufügung eines weiteren Kraftweges zwischen Z und G läßt sich eine weitere Umlaufzahl 3 gewinnen. Man treibt also, wie es im Plan I (zu Fig. 16) zum bildlichen Ausdruck kommt, von Z aus, welche Welle eine unveränderliche Drehung von A empfängt, mit zwei verschiedenen Uebersetzungen nach G. In dieser Form wird die Vorrichtung vielfach an Spindelstöcken mit Planscheiben benutzt, weil die Planscheibe selbst als außen oder innen gezahntes, getriebenes Rad in die Vorrichtung einbezogen werden kann. Wo solch günstige Gelegenheit, einen Radkörper und vor allem Platz zu sparen, von der Maschine selbst nicht geboten wird, legt man lieber gemäß Schaltplan II die unveränderliche Uebersetzung in den Kräftezug zwischen Z und G und treibt dafür wechselweise mit zwei Uebersetzungen von A auf Z, weil dadurch die Zahnbelastung der Räderpaare günstiger wird. Eine solche Anordnung findet sich in der späteren Figur 33. Die Zufügung eines vierten Räderpaares entweder zwischen A und Z oder Z und G in dem Sinne, daß dem Wechsler der Charakter als Einzelvorrichtung erhalten bleibt, kommt nur bei gedeckten Vorgelegen vor[3]). Auch das Getriebe Fig. 17 ist den Spindelstöcken entnommen. Es dient gleichfalls zur Herstellung einer Vervielfachungsreihe, und zwar einer solchen, deren Gesamtübersetzungsverhältnis sehr hoch ist und nur durch Hintereinanderschaltungen bestritten werden kann. Auf dieser Grundlage sind die »dreifachen Vorgelege« von Wohlenberg[4]) und von Gebr. Böhringer[5]) ausgebildet. Auch hier macht man von der Planscheibe als Zahnrad gelegentlich Gebrauch und gleicht die Räder so ab, daß man von der Welle Z_2 unmittelbar auf die Welle G der Figur 18 treiben kann. Diese Abänderung hat nicht, wie man aus dem Plane zu schließen geneigt ist, eine Verminderung des Gesamtübersetzungsverhältnisses zur Folge, da das Planscheibenräderpaar über die Grenzen eines gewöhnlichen Zahnräderpaares hinaus auf Uebersetzung beansprucht werden kann.

$\beta\beta$) Schaltungsanordnungen in den verschweißten Vorrichtungen.

Es gibt eine ganze Anzahl Getriebe, die aus in ihrer Räderanzahl vollständigen und unvollständigen Einzelvorrichtungen zusammengefügt sind. Im Hinblick auf die Innigkeit der Zusammenfügung seien diese Getriebe zur Unterscheidung von den ordnungsmäßig, d. h. nur aus vollständigen Einzelvorrichtungen zusammengesetzten Umlaufzahlenwechslern fortan »verschweißte Vorrichtungen« genannt.

Die Verschweißung erfolgt stets zur Verminderung der Räderanzahl und beim Verbundverfahren auch zur Vereinfachung der Bedienung. Sie ist bei den nach dem Verbundverfahren arbeitenden Wechselgetrieben auf den ersten Blick zu erkennen, weshalb hier nicht erst darauf eingegangen zu werden braucht. Dagegen geht sie bei den nach dem Vervielfachungsverfahren arbeitenden Wechselgetrieben oft soweit, daß sie nur durch Vergleich des abgeleiteten Getriebes mit seiner Urform unter Zuhülfenahme des Schaltungsplanes nachgewiesen werden kann. Natürlich können nur gleichartige Vorrichtungen, entweder solche mit gleichlaufenden oder solche mit gleichachsigen Wellen, verschweißt werden.

So stellt Fig. 19 einen ordnungsmäßig zusammengesetzten Umlaufzahlenwechsler

mit gleichlaufenden Wellen A und G

dar. Bei ihm erhält die getriebene Welle G_v der Vervielfachungsvorrichtung von ihrer treibenden Welle A_v beispielsweise drei verschiedene Umlaufzahlen durch die drei Uebersetzungsverhältnisse $\frac{m}{n}$, $\frac{o}{p}$, $\frac{q}{r}$ (I, II, III des Schaltungsplanes). Die Welle A_g, welche mit G_v zusammenfällt, gibt jede dieser drei Umlaufzahlen durch die beispielsweise drei Uebersetzungsverhältnisse der Grundvorrichtung $\frac{a}{b}$, $\frac{c}{d}$, $\frac{e}{f}$ als 3 Umlaufzahlen an G_g weiter, so daß G_g mit $3 \times 3 = 9$ verschiedenen Umlaufzahlen nacheinander getrieben wird. Aus dieser Urform ist das Getriebe der nächsten Figur 20 entstanden. Auch bei ihm werden 9 Umlaufzahlen auf G_g abgezogen, aber in der Vereinfachung, daß die treibenden Räder auf A_g a, c, e zugleich als getriebene Räder n, p, r der Vervielfachungsvorrichtung benutzt werden. Man hat sich diese Verkürzung dadurch ermöglicht zu denken, daß n, p, r bezw. gleich a, c, e geworden und durch diese ersetzt worden sind.

Bei den Einzelvorrichtungen der Urform werden die einzelnen Uebersetzungsverhältnisse der Grundreihe wie auch der Vervielfachungsreihe durch je ein Räderpaar hergestellt. Für die Gewinnung einer geometrischen Reihe seien nun nach Fig. 21 die gleichlaufenden Achsen A und G einer solchen Einzelvorrichtung durch ihren Abstand D festgelegt und die Räderpaare so gewählt, daß der Quotient zweier aufeinander folgender Uebersetzungsverhältnisse stets gleich der Stufenkonstante ist. Die Halbmesser der Räder auf A wie auch die der Räder auf G sind als Ordinaten über den Achsen aufgetragen und die Endpunkte durch einen Linienzug verbunden. Die so entstandene Kurve K hat die Gleichung $y = \frac{D}{2}\frac{\varphi - 1}{\varphi^x + 1}$. Sie schmiegt sich der Achse A und der Achse G asymptotisch an und hat einen Wendepunkt W im Schnittpunkt der Symmetrielinie Y-Y der Uebersetzungsverhältnisse mit der Abstandsmittellinie X-X. Beide Linien bilden das rechtwinklige Achsenkreuz der Kurve. Aus der Gleichung geht des weiteren hervor, daß immer nur eine Kurve zu den einmal gewählten Werten von D und φ gehört, wobei die Kurve die Räderhalbmesser für alle Uebersetzungsverhältnisse, welche mit φ oder auch in Potenzen von φ wachsen, je nach Wahl des Abszissenmaßes angibt.

Handelt es sich also um zusammengesetzte Getriebe der

[1]) Da von Nicolson und Smith eine erschöpfende Zusammenstellung der Spindelstöcke im Eng. 1905 S. 432, 507, 557 u. 1906 I S. 29 gegeben worden ist, die sich zum Teil auf das Supplement vom 4. Nov. 1904 der gleichen Zeitschrift stützt, so nehme ich hier und bei ähnlicher Gelegenheit Abstand von einer Nennung der Einzelquellen.

[2]) Beck, Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues, S. 419. Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 168, 176, 461. Engineering 1868 S. 55. Z. 1891 S. 274; 1900 Taf. XXI u. XXII u. S. 1272, 1545, 1613; 1901 S. 159; 1903 S. 1746. Z. f. W. 1900/01 S. 84, 86, 352; 1905/06 S. 40 u. 111. Am. Mach. 1897 S. 698; 1899 S. 710; 1904 S. 203 u. 451; 1906 I S. 295 u. 830. Mach. 1900 I S. 262; 1900 II S. 25; 1904 S. 42.

[3]) Z. 1900 Taf. XXI Fig. 6, Taf. XXII Fig. 6 u. 16.

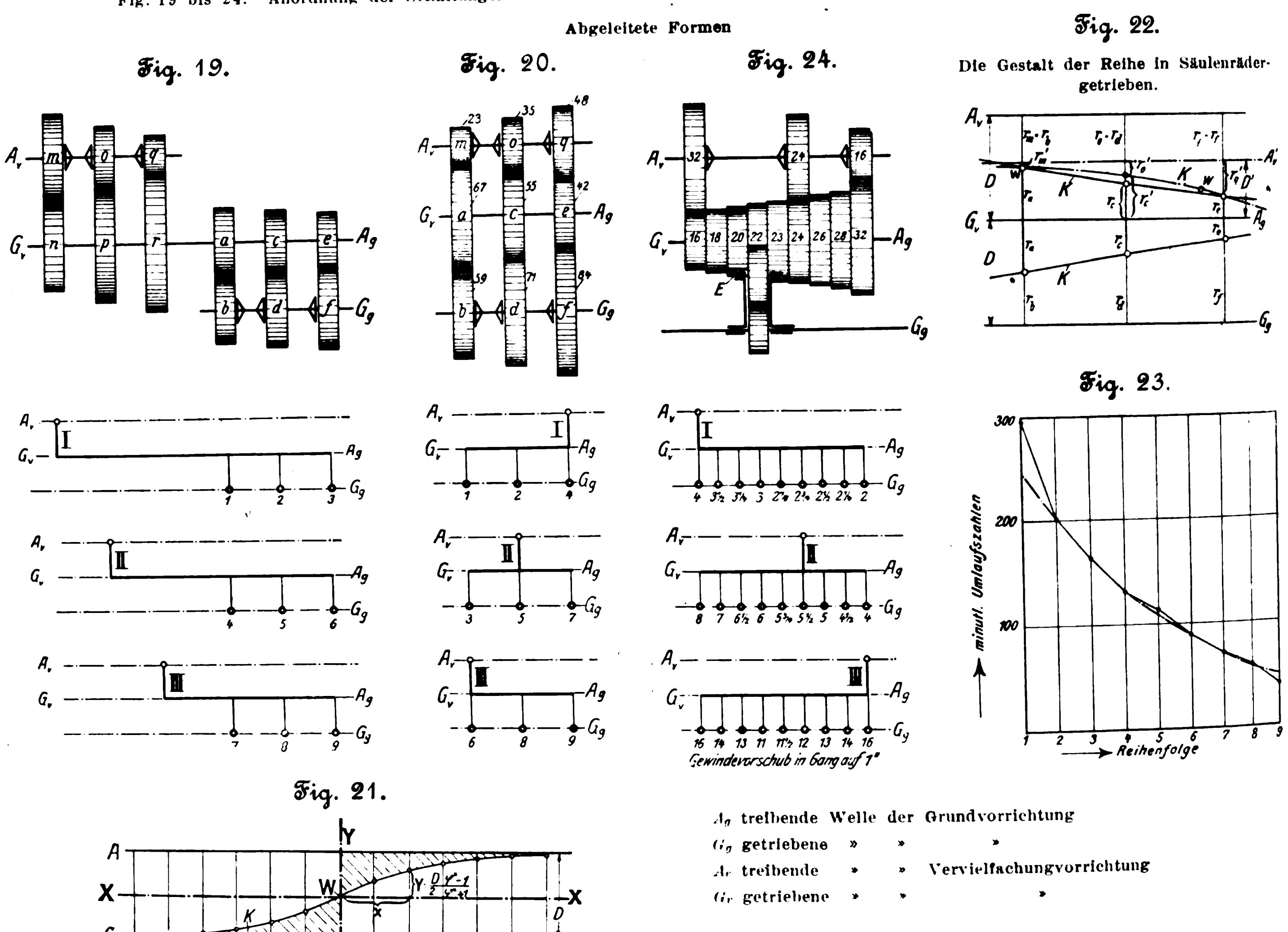
[4]) Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 168.

[5]) D. R. P. Nr. 161323.

Urform Fig. 19, so läßt sich ohne weiteres eine geometrische Grundreihe von a Gliedern und eine zu ihr passende geometrische Vervielfachungsreihe von b Gliedern in je einer solchen Einzelvorrichtung und somit eine zusammengesetzte Reihe von ab Gliedern herstellen. Wie steht es aber nun bei den abgeleiteten Getrieben nach Art des in Fig. 20 dargestellten mit der Herstellung einer geschlossenen geometrischen Reihe? Die geometrische Grundreihe der Vorrichtung sei nach Fig. 22 durch die beiden Halbmessergruppen von je 3 Rädern auf A_g und G_g, nämlich r_a, r_c, r_e bezw. r_b, r_d, r_f gebildet, und die Abstufung dieser Räderhalbmesser werde durch die beiden Kurven K wiedergegeben. Schreitet man nun zur Auswahl der Vervielfachungsreihe, so liegen für diese bereits die Halbmesser r_a, r_c r_e durch die Kurve K fest. Es kann also eine säulen besitzt, wird von den äußeren Teilreihen überdeckt und fällt deshalb als doppelt vorhanden aus. Infolge der Gleichheit der Achsenabstände werden aber auch die beiden Uebersetzungsverhältnisse der äußeren Säulen $\frac{r_m}{r_b}$ und $\frac{r_q}{r_f}$ einander gleich. Es ergeben sich also bei 9 verschiedenen Kraftwegen nur 5 verschiedene Umlaufzahlen. Das ist kein befriedigendes Ergebnis.

Bei einem vollständigen Rädersäulengetriebe muß man also die Forderung, eine geschlossene geometrische Reihe herzustellen, praktisch fallen lassen. Man macht sich deshalb von dem Zwange der Achsengleichheit frei, und sofern man nur dafür Sorge trägt, daß sich die dadurch hervorgerufene regellose oder gebrochen gesetzmäßige Reihe möglichst eng

Fig. 19 bis 24. Anordnung der Schaltungen in den verschweißten Vorrichtungen mit gleichlaufenden Wellen A und G.



A_g treibende Welle der Grundvorrichtung
G_g getriebene » »
A_v treibende » » Vervielfachungvorrichtung
G_v getriebene » » »

geometrische Vervielfachungsreihe durch die Zufügung der drei Räderhalbmesser r_m, r_o, r_q der Welle A_v nur dann erzielt werden, wenn diese Halbmesser nach dem gleichen Gesetz abgestuft sind wie r_b, r_d, r_f. Das ist aber nur der Fall, wenn sie ebenso groß wie diese sind. Daraus folgt, daß $\overline{A_v G_v} = \overline{A_g G_g}$ sein muß. Die gewonnene Vervielfachungsreihe ist umgekehrt gleich der Grundreihe, welche beispielsweise lautet: 1, φ, φ^2, und die Gesamtreihe heißt demnach:

$$\frac{1}{1}(1;\ \varphi;\ \varphi^2) = 1;\ \varphi;\ \varphi^2$$

$$\frac{1}{\varphi}(1;\ \varphi;\ \varphi^2) = \frac{1}{\varphi};\ 1;\ \varphi \quad . \quad . \quad . \quad [M]$$

$$\frac{1}{\varphi^2}(1;\ \varphi;\ \varphi^2) = \frac{1}{\varphi^2};\ \frac{1}{\varphi};\ 1.$$

Die mittlere Gruppe M oder alle mittleren Teilreihen, sofern ein solches Getriebe mehr als drei vollständige Räder-

einer gedachten geometrischen Reihe anschmiegt, hat deren Verwendung für Schnittbewegungen nichts Bedenkliches. Mit den in Fig. 20 angegebenen Zahnzahlen[1]) der Räder läßt sich beispielsweise die in Fig. 23 im Diagramm wiedergegebene Reihe herstellen. Sie überdeckt sich in 5 Punkten völlig mit der punktierten geometrischen Reihe und zeigt eine wesentliche Abweichung nur am Anfang. Wenn man sich aber das Diagramm Fig. 2 nochmals vergegenwärtigt, so erkennt man, daß auch diese Abweichung praktisch belanglos ist, weil sie in die Zone der kleinen Arbeitsdurchmesser fällt, die mit geeigneten Umlaufzahlen so wie so gesättigt ist.

Die Rädersäulengetriebe haben sich seit kurzem Eingang in den Werkzeugmaschinenbau verschafft. Man findet zweisäulige Getriebe[2]) für vier Umlaufzahlen und dreisäulige

[1]) Am. Mach. 1906 II S. 201. Vergl. auch Am. Mach. 1905 II S. 808.

[2]) s. Fig. 34 und 35, ferner di eSpindelstöcke der gleichen Firma.

Getriebe[1]). Von den letzteren ist das Gangsche Getriebe weiteren Kreisen bekannt geworden. Die Angabe von Ruppert[2]), daß dieses Getriebe nur 7 verschiedene Umlaufzahlen gestatte, weil der vermeintlichen Gleichheit der Achsenabstände wegen drei Säulenübersetzungen zu einer einzigen zusammenfallen, ist irrig. Die Achsengleichheit, die nachgewiesenermaßen — auch bei nicht geometrischer Grundreihe — unpraktisch wäre, besteht gar nicht, wie man sich durch Einsicht der amerikanischen Quelle[3]) überzeugen kann. Das Getriebe liefert vielmehr wie die übrigen dreisäuligen Wechselgetriebe 9 verschiedene Umlaufzahlen.

Schließlich gibt es auch eine viersäulige Anordnung[4]); doch dürfte die damit erzielte Reihe von 16 Umlaufzahlen kaum noch berechtigte Ansprüche befriedigen.

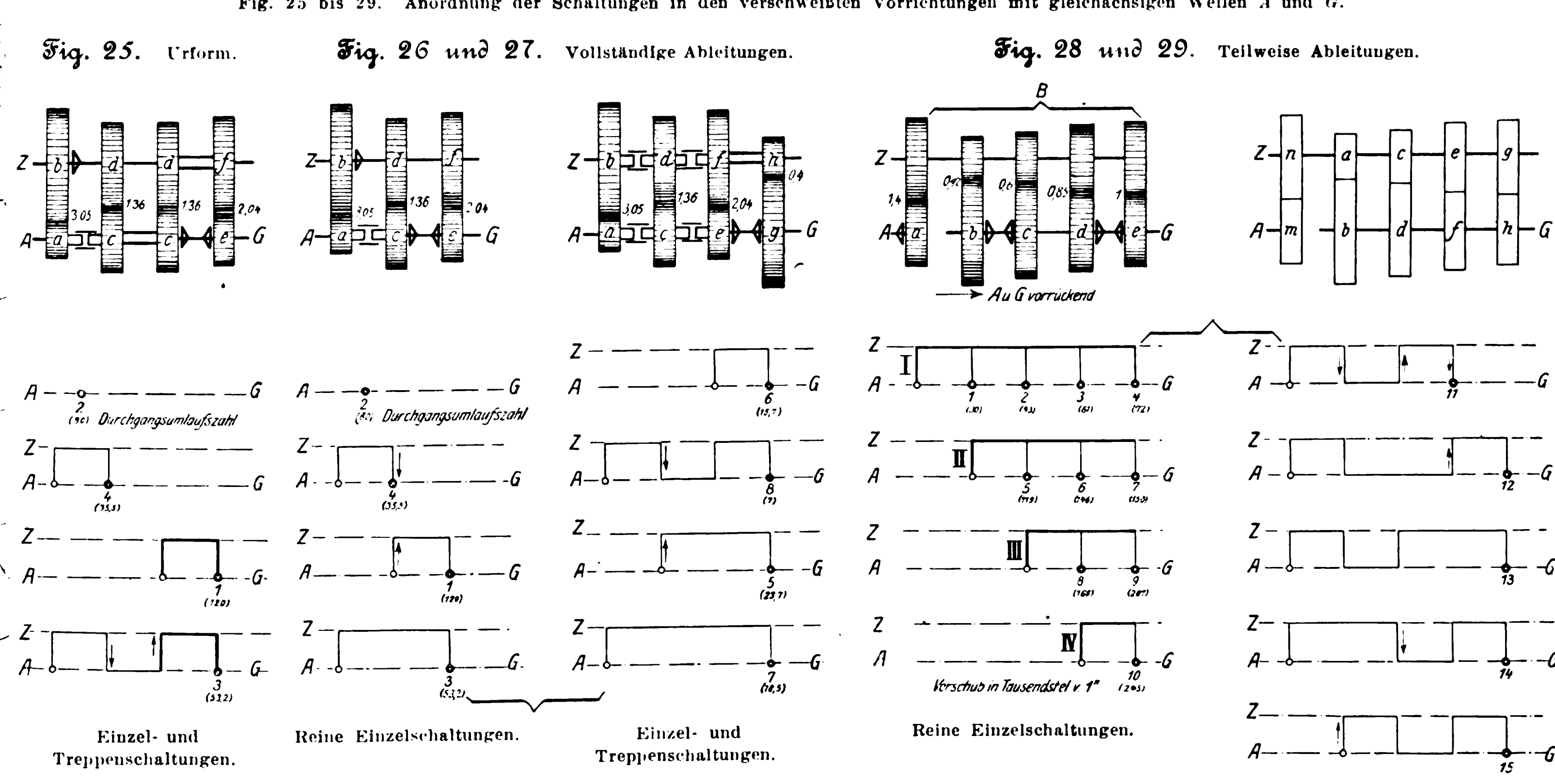
Weit häufiger aber sind die unvollständigen Rädersäulengetriebe, welche bei vielgliedriger Grundreihe nur zwei Vervielfachungsübersetzungen besitzen[5]). Man kann natürlich in solchen Fällen zu zwei Halbmessern der Räder von G_e, beispielsweise r_a und r_e, zwei Halbmesser auf A_o, nämlich r'_m und r'_q, so passend wählen, daß das Verhältnis der beiden

neten Urform entstanden. Diese Urform ist aus zwei doppelten Vorgelegen zusammengesetzt. Wenn man die beiden inneren Räderpaare einander gleich macht, kann man sie durch ein einziges ersetzen, wie dies bei dem Getriebe Fig. 26 geschehen ist. Durch die Veränderung der treppenförmigen Schaltung 3 der Figur 25 in die Einzelschaltung 3 der Figur 26 wird nichts an der Reihe geändert, weil die beiden innenliegenden Züge der ersteren gegenläufig durchschritten werden und sich demzufolge aufheben. Der Kupplungsbedarf der Ableitung ist gleich dem der Urform.

Durch die Hinzufügung eines weiteren doppelten Vorgeleges zum Getriebe Fig. 26 und Verschweißung in der vorbezeichneten Art gelangt man zum zweiten Ruppert-Getriebe[1]) der Figur 27, welches mit seinen vier Räderpaaren $4 \times 2 = 8$ Wechsel liefert. Sein Schaltungsplan ist in Fig. 26 und 27 abgebildet. Auch mit diesem Getriebe lassen sich geometrische Reihen herstellen, wenn auch die Verteilung der Uebersetzung auf die einzelnen Räderpaare wegen der Verminderung der letzteren ungleichmäßig wird.

Noch einen Schritt weiter, und es ergeben sich theo-

Fig. 25 bis 29. Anordnung der Schaltungen in den verschweißten Vorrichtungen mit gleichachsigen Wellen A und G.



Einzel- und Treppenschaltungen. — Reine Einzelschaltungen. — Einzel- und Treppenschaltungen. — Reine Einzelschaltungen. — Reine Treppenschaltungen.

Vervielfachungsübersetzungen eine geeignete Potenz der Stufenkonstante der Grundreihe ist; denn durch die beiden Endpunkte von r_a und r_e lassen sich beliebig viele Abstufungskurven legen. Die neuen Halbmesser r'_m und r'_q liegen jetzt beispielsweise auf der Kurve K', welche dem Abstande D' der Achsen A'_o und G_e zugeordnet ist. Mit Fig. 24 soll dargetan werden, daß, sofern es sich um ungepaarte Stufung handelt, bei welcher die umfangreiche Rädergruppe auf A_g unmittelbar nach dem Gesetz der Grundreihe abgestuft ist, die Zuwahl auch dreier passender Vervielfachungsübersetzungsverhältnisse Schwierigkeiten nicht bereitet. Das Getriebe liefert die vermerkten 27 Gewindevorschübe, welche eine gebrochene arithmetische Reihe bilden.

Was schließlich die verschweißten Vorrichtungen mit gleichachsigen Wellen A und G

betrifft, so sind sie sämtlich aus der in Fig. 25 gezeich-

retisch 16 Wechsel, die in dem zusammenhängenden Schaltungsplan der Figuren 28 und 29 abgebildet sind. Aber man ist leider nicht mehr in der Lage, diesen Schaltungsplan vollständig zu verwirklichen, denn er zwingt uns erstens stufenweis sich fortpflanzende Durchgangkupplungen für die Räder beider Wellen auf und verlangt zweitens wechselnde Zusammenfassungen der zwischen dem vordersten und dem hintersten Räderpaar gelegenen Räder zu lose laufenden Gruppen. Am unbequemsten sind die Zwischengruppierungen. Entfernt man sie, indem man alle treppenförmigen Schaltungen aus dem Plan herausschafft, und läßt man auch die Durchgangumlaufzahl fallen, so verbleiben noch 10 Wechsel der Figur 28 als reine Einzelschaltungen. Zu ihrer Verwirklichung bedient sich die Becker-Brainard Milling Machine Co.[2]) eines Kunstgriffes, indem sie nämlich die Wellen A und G sich gleichzeitig unter ihren Rädern verschieben läßt. Infolgedessen kann sie die drei Räder b, c, d nacheinander zu treibenden Rädern der Welle

[1]) neben dem später genannten Gangschen Getriebe den Fräsmaschinen-Spindelstock von Kearney & Trecker, Milwaukee.
[2]) Z. 1904 S. 421.
[3]) Am. Mach. 1903 S. 649 oder Revue de mécanique 1901 II S. 291.
[4]) D. R. P. Nr. 171676.
[5]) Vergl. Fig. 71 und Am. Mach. 1905 II S. 808.

[1]) Z. 1904 S. 418.
[2]) D. R. P. Nr. 152493; siehe ferner Fig. 44 bis 46.

A machen, ohne sich der Möglichkeit zu entschlagen, sie auch als getriebene Räder der Welle G zu benutzen.

Durch die Darstellung der Schaltungsanordnungen haben wir uns gewissermaßen die inneren Gerüste der Getriebe bloßgelegt. Nun können wir darangehen, die Getriebe in der Wandelbarkeit ihrer baulichen Erscheinungsform, die durchaus unabhängig vom inneren Gerüst ist, zu betrachten.

(Fortsetzung folgt.)

Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform.

Prüfungsergebnisse. Elastische und bleibende Formänderungen.

Von Prof. **R. Stribeck**, Direktor der Zentralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen in Neubabelsberg.

(Fortsetzung von S. 1451)

III. Belastete Kugeln.

A) Pressung (Härte). Federnde und bleibende Zusammendrückung.

Werden 2 Kugeln von den Durchmessern d_1 und d_2 und dem Dehnungskoeffizienten α mit P kg gegeneinander gedrückt, so ist nach Hertz die mittlere Pressung der Druckfläche

$$p = {}^2/_3 \cdot 0{,}388 \sqrt[3]{\frac{4}{\alpha^2} P \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)^2}\,.$$

Diese Beziehung wird fernerhin in der Form

$$P\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)^2 = \left({}^3/_2\,\frac{p}{0{,}388}\right)^3 \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2$$

verwendet werden.

Die linke Seite der Gleichung geht im Fall von Kugel an ebener Platte wegen $\frac{1}{d_2} = 0$ und mit $d_1 = d$ in $\frac{P}{d^2}$ über.

Wird $d_2 = \varphi\, d_1$ gesetzt, so wird

$$\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\right)^2 = \frac{1}{\left(\frac{\varphi}{\varphi + 1}\, d_1\right)^2} = \frac{1}{d_r^2}\,.$$

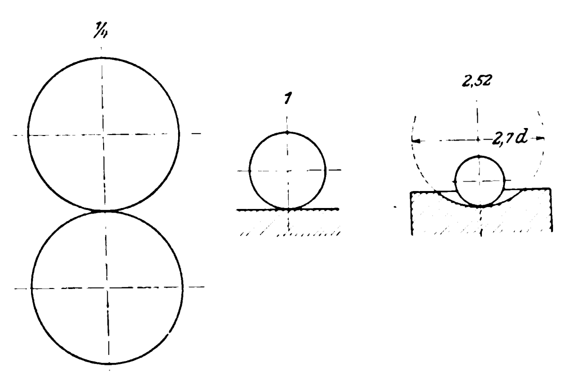


Fig. 10.

Fälle gleicher Anschmiegung für die Anschmiegungsfaktoren.

Die linke Seite der allgemeinen Gleichung lautet dann $\frac{P}{d_r^2}$ und entspricht im Aufbau dem Sonderfall von Kugel an ebener Platte.

$\frac{1}{d_r^2}$ ist das Maß der Krümmung und d_r^2 soll das Maß der Anschmiegung und dementsprechend $\left(\frac{\varphi}{\varphi + 1}\right)^2$ Anschmiegungsfaktor genannt werden.

Man kann hiernach aussprechen: Die Berechnung der mittleren Pressung, welche beim Zusammendrücken von Kugeln beliebiger Durchmesser entsteht, läßt sich auf den Fall der Berührung von Kugel und ebener Platte zurückführen. Man erhält nämlich die gleiche Pressung, wenn eine Kugel vom Durchmesser d_r gegen eine ebene Platte gedrückt wird. Der Durchmesser des Krümmungsmaßes d_r ist bestimmt durch

$$\frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}\,.$$

Zum Beispiel ist im Fall zweier gleicher Kugeln vom Durchmesser d

$$d_r = \frac{d}{2} \text{ und } \frac{P}{d_r^2} = \frac{4P}{d^2}\,.$$

Um gleiche Pressungen zu erhalten, darf hiernach im Fall gleicher Kugeln die Belastung nur den vierten Teil derjenigen für Kugel an Platte betragen.

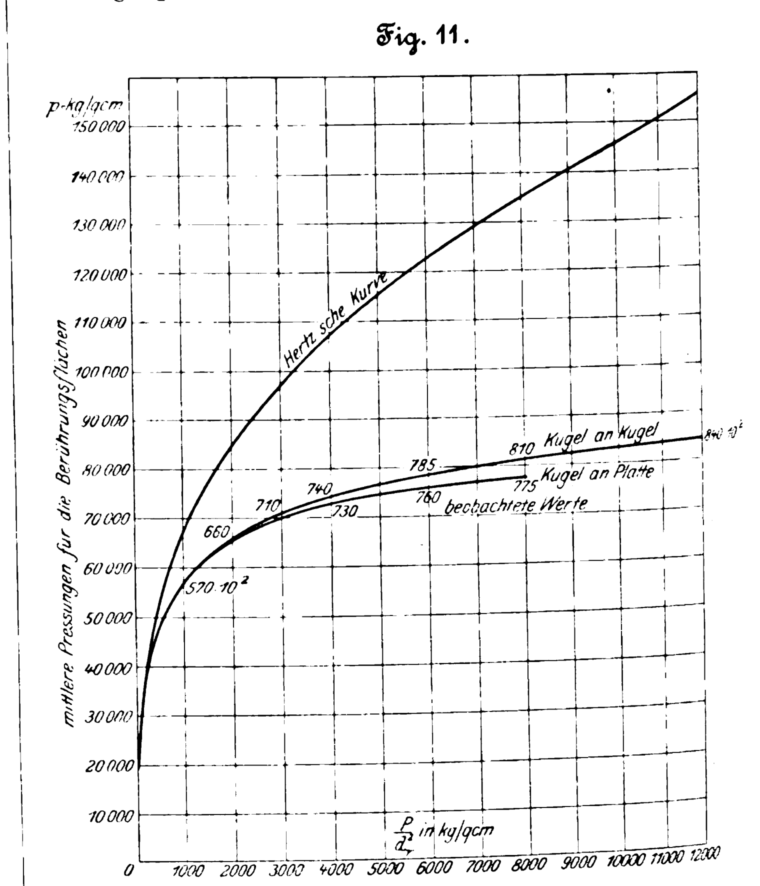
Der Anschmiegungsfaktor allein gibt ein Maß für die Anschmiegung nur für gleiche Werte von d. Andernfalls entsprechen gleiche Anschmiegungen verschiedenen Anschmiegungsfaktoren. Drei Fälle, für welche die Anschmiegungen gleich sind, veranschaulicht Fig. 10.

Im Fall zweier gleicher Kugeln ist der Anschmiegungsfaktor $^1/_4$,

im Fall von Kugel an ebener Platte ist der Anschmiegungsfaktor 1,

im Fall der Berührung einer Vollkugel vom Durchmesser d und einer Hohlkugel vom Durchmesser $2{,}7\,d$ ist der Anschmiegungsfaktor 2,52.

Fig. 11.



Die Durchmesser der Vollkugeln verhalten sich in diesen 3 Fällen

$$\text{wie } \sqrt{4} : 1 : \frac{1}{\sqrt{2{,}52}}$$

$$\text{» } 2 : 1 : 0{,}63.$$

Die Hertzsche Gleichung hat hiernach die Form

$$\frac{P}{d_r^2} = \alpha^2 (m\, p)^3;$$

in Worten: Der Quotient aus Belastung und Anschmiegung ist proportional der dritten Potenz der Pressung.

Die entsprechende kubische Parabel für $\alpha = \frac{1}{2\,100\,000}$



ist in Fig. 11 mit $\frac{P}{d_r^2}$ als Abszissen und mit p als Ordinaten dargestellt.

Diese Gleichung gilt nicht mehr für Lasten, welche verhältnismäßig beträchtliche bleibende Formänderungen verursachen. Wohl aber gilt für diese weit oberhalb der Elastizitätsgrenze gelegenen Lasten und für Körper aus gleichem Material

$$\frac{P}{d_r^2} = f(p),$$

d. h. beim Zusammendrücken von Kugeln beliebiger Größe ergeben sich gleiche Pressungen, wenn nur die Belastungen proportional den Quadraten der Durchmesser d_r gewählt werden. Diese Beziehung ist das Ergebnis umfangreicher Versuche. Als Beleg mögen folgende Angaben dienen:

an Platte, weil die Druckflächen bereits 4 mal so groß sind und die Kugeln außerhalb der Druckflächen viel stärker deformiert werden.

Noch mehr tritt dieser Einfluß der ellipsoidischen Formung der Kugel hervor, wenn sie gegen eine hohle Kugel gedrückt wird. Immerhin bestätigen die unter 3) aufgeführten Versuchsziffern die Regel auch noch für den großen Anschmiegungsfaktor 2,52.

In Fig. 11 sind die Werte der Hertzschen Beziehung

$$\frac{P}{d_r^2} = \alpha^2 (m\,p)^3$$

und die

$$\frac{P}{d_r^2} = f(p)$$

durch Schaulinien dargestellt.

1) Gleiche Kugeln vom Durchmesser d. Anschmiegungsfaktor 1/4.

$\frac{P}{d_r^2} = 4\frac{P}{d^2} =$	500	1 000	2 000	3 000	4 000	6 000	8 000	12 000 kg
$p =$	48 500	57 000	66 000	71 000	74 000	78 500	81 000	84 000 kg/qcm.

Diese Zahlen sind Mittelwerte aus vielen tausend Einzelversuchen mit gehärteten Stahlkugeln von 1/8" bis 2 1/4" engl. Durchmesser. Der Durchmesser der größten Kugel ist hiernach 18 mal so groß wie der Durchmesser der kleinsten. Kugeln aller Größen haben für gleiche $\frac{P}{d^2}$ durchschnittlich gleiche p ergeben. Auch die Abweichungen von den Mittelwerten nach oben und unten sind für alle Kugelgrößen etwa gleich groß.

Beide Kurven fallen bis zu $\frac{P}{d_r^2} = 200$ (für $\frac{P}{d_r^2} = 209{,}6$ ist nach Hertz $p = 40000$) praktisch zusammen, obgleich die Elastizitätsgrenze schon bei sehr viel geringerer Belastung erreicht ist (vergl. Z. 1901 S. 73 u. f.). Oberhalb dieser Belastung weist der rasch zunehmende Unterschied zwischen den Ordinaten beider Kurven auf das rasche Anwachsen der bleibenden Formänderung hin.

Die im vorstehenden niedergelegten Erfahrungen können zur Bestimmung der Druckhärte verwertet werden.

2) Kugel an ebener Platte. Anschmiegungsfaktor 1.

$\frac{P}{d_r^2} = \frac{P}{d^2} =$	250	500	750	1 000	2 000	3 000	4 000	6 000	8 000 kg
$d = 0{,}5$ cm: $p =$	—	47 000	53 700	57 800	65 000	69 400	71 200	75 600	77 600 kg/qcm
$d = 1{,}0$ cm: $p =$ (Kugeln besonders hart)	41 000	49 300	53 500	58 100	66 300	69 000	73 000	76 000	77 600 »
$d = 5/8$" engl. $= 1{,}59$ cm: $p =$	40 200	48 500	53 000	56 800	64 300	70 100	—	—	— »

Die Kugeln der verschiedenen Größen sind verschiedenen Fertigungen entnommen worden; deshalb ist volle Uebereinstimmung nicht zu erwarten. Immerhin tritt deutlich genug hervor, daß im Fall gleicher Materialeigenschaften die Pressungen gleich sind, wenn die Belastungen proportional den Quadraten der Durchmesser gewählt werden.

3) Vollkugeln von $d = 5/8" = 1{,}59$ cm zwischen Platten mit hohlkugeligen Druckflächen von $d_2 = 4{,}28$ cm $= 2{,}7\,d$. Anschmiegungsfaktor 2,52.

Drei Gruppen von Proben sind je mit $P = 20000$ kg, entsprechend

$$\frac{P}{d_r^2} = \text{rd. } 3200 \text{ kg},$$

belastet worden, und es wurde ermittelt

$$p = 71500 \quad 69200 \quad 69200 \text{ kg/qcm}.$$

Die Proben der ersten Gruppe bestanden aus anderm Material als die Proben der beiden andern Gruppen.

Der Vergleich von 1) und 2) zeigt, daß für gleiche $\frac{P}{d_r^2}$ — wobei dann bei gleichem Durchmesser die gegen die Platte gedrückten Kugeln 4 mal so stark belastet werden wie die gegen gleiche Kugeln gedrückten Kugeln — die Pressungen im einen und andern Fall genügend genau gleich sind. Abweichungen, die nicht als zufällig erscheinen, treten nur bei den sehr hohen Belastungen, beginnend mit etwa $\frac{P}{d_r^2} = 2000$, auf und erklären sich wie folgt. Hertz setzt voraus, daß die Druckfläche sehr klein gegenüber der gesamten Oberfläche jedes der gedrückten Körper sei, und er will damit festlegen, daß die Formänderung des Körpers eine örtliche sei, daß sie also mit zunehmendem Abstand von der Druckfläche rasch abnehme. Dieser Voraussetzung, die bei den hier in Frage kommenden $\frac{P}{d_r^2}$ schon im allgemeinen nicht mehr erfüllt ist, kommt der Belastungsfall gleicher Kugeln am nächsten. Viel weiter davon entfernt ist der Fall Kugel

Sind hiernach nicht nur vor, sondern auch nach dem Eintritt bleibender Formänderungen die mittleren Pressungen der Berührungsflächen gleich, wenn die Belastungen proportional den Quadraten der Durchmesser d_r sind, so darf man doch nicht annehmen, daß sich auch unter und über der Elastizitätsgrenze gelegene Belastungen nach dem gleichen Gesetz über die Druckflächen verteilen. Es ist deshalb bemerkenswert, daß man unter Benutzung der Hertzschen Gleichungen die federnden Zusammendrückungen der Kugeln auch für Belastungen, durch welche die Elastizitätsgrenze weit überschritten wird, angenähert berechnen kann. Allerdings hat man nicht von den ursprünglichen Kugelformen, sondern von den bleibend verdrückten Berührungsflächen auszugehen und sie als Kugelflächen in Rechnung zu stellen. Den Durchmesser $\mathfrak{d}_r$ des Krümmungsmaßes dieser verdrückten Berührungsflächen berechnet man aus der mittleren Pressung p, die man durch einen einfachen Versuch zu bestimmen hat, wenn man glaubt, die obigen Zahlenangaben über p nicht benutzen zu können, nach

$$\frac{P}{\mathfrak{d}_r^2} = \alpha^2 (mp)^3.$$

Die federnde Zusammendrückung beider Kugeln folgt dann aus

$$e_r = 1{,}23 \sqrt[3]{2\,\alpha^2 \frac{P^2}{\mathfrak{d}_r}}.$$

Durch Verbindung beider Gleichungen und nach Einführung von $\alpha = \frac{1}{2\,100\,000}$ folgt auch unmittelbar

$$e_r = 0{,}0115 \sqrt{Pp}\; 10^{-8}.$$

Die nachstehende Zahlentafel enthält die errechneten Werte e_r, sowohl für den Fall gleicher Kugeln von 5/8" engl. als auch für Kugel von 5/8" engl. an ebener Platte, und daneben die gemessenen federnden Zusammendrückungen aus Versuchen vom Jahr 1898.

Kugel an gleicher Kugel				
$\frac{4P}{d^2}$ kg	P für $^5/_8$" engl. kg	p kg/qcm	e_e berechnet cm	e_e gemessen cm
500	315	48 500	0,0045	0,0045
1000	630	57 000	0,0069	0,0069
2000	1260	66 000	0,0105	0,0104
3000	1890	71 000	0,0133	0,0131
4000	2520	74 000	0,0157	0,0156
6000	3780	78 000	0,0196	0,0187

Kugel an ebener Platte				
$\frac{P}{d^2}$ kg	P für $^5/_8$" engl. kg	p kg/qcm	e_e berechnet cm	e_e gemessen cm
250	63)	40 000	0,0058	0,0056
500	1260	48 500	0,0090	0,0084
750	1890	53 000	0,0115	0,0106
1000	2520	57 000	0,0138	0,0124
1500	3780	62 000	0,0176	0,0156

Die berechneten Zusammendrückungen stimmen für den Fall gleicher Kugeln bis zu $P = 2520$ kg fast genau mit den gemessenen Beträgen überein. Da diese Belastung mehrere hundertmal so groß wie die Belastung an der Elastizitätsgrenze ist, so darf wohl ausgesprochen werden, daß durch die gewonnene Erkenntnis das Anwendungsgebiet der Hertzschen Gleichung für die Zusammendrückung außerordentlich erweitert ist. Voraussetzung ist, daß der Koeffizient der federnden Dehnungen wie für gehärteten Stahl sich über die Elastizitätsgrenze hinaus nicht ändert.

Im Fall von Kugel an ebener Platte sind Abweichungen vorhanden. Zu ihrer Erklärung sei auf das verwiesen, was eingangs über das Material angegeben ist, das zu den Versuchen im Jahr 1898 verwendet worden ist. Die örtliche Formänderung ist wahrscheinlich dadurch beeinflußt, daß die gleichmäßig durchgehärtete Schicht der plattenförmigen Körper für die großen Belastungen dieser Versuchsreihe nicht dick genug war. Ist diese Annahme richtig, so sind für diese Belastungen die Pressungen p kleiner als die der Berechnung zugrunde gelegten Werte, welche für den auf größere Tiefe vollgehärteten Chromstahl gelten. Mit kleineren Werten für p ergibt aber auch die Rechnung kleinere federnde Zusammendrückungen. Die wirklichen p sind damals nicht festgestellt worden und eine nachträgliche Prüfung war nicht mehr möglich. Es darf hiernach angenommen werden, daß die Rechnung auch für Kugel an ebener Platte fast genaue Werte der federnden Zusammendrückungen ergibt, wenn man von den wahren Pressungen p ausgeht.

B) Sprunglasten und Bruchgrenzen.

Bruchlast und Brucharbeit hängen vom Prüfverfahren ab. Außer diesen Größen verdienen die Belastung, welche den ersten Sprung verursacht: Sprunglast, und der entsprechende Arbeitsaufwand Beachtung.

Da der Einfluß des Anschmiegungsfaktors noch nicht genügend klargestellt ist, behandle ich die Aufgabe für verschiedene Anschmiegungsfaktoren je besonders und beginne mit dem für die Kugelprüfung wichtigsten Fall.

1) Je eine gehärtete Kugel wird zwischen 2 Kugeln von gleicher Größe ($d_1 = d$) und Beschaffenheit gedrückt. Der Anschmiegungsfaktor ist $^1/_4$.

a) Die Belastung wird langsam durch eine Presse (Amsler-Presse für Druckversuche) ausgeübt.

b) Die Belastung wird schnell durch ein Schlagwerk ausgeübt.

Die Druckpresse gestattet, die Belastungen abzulesen. Wird überdies die Zusammendrückung der mittleren Kugel etwa in der in dieser Zeitschrift 1901 S. 74 geschilderten Weise ermittelt, so läßt sich auch die auf die Formänderung der Kugel verwendete Arbeit bestimmen.

Schlagwerke gebraucht man in der Materialprüfung hauptsächlich zur mehr oder minder angenäherten Ermittlung der auf eine bestimmte Formänderung aufgewendeten Schlagarbeit, nicht aber, um die Belastung der Probe oder die Zusammendrückung zu messen. Es würde auch außerordentliche Schwierigkeiten bieten, während des Stoßes den Verlauf der sehr kleinen Zusammendrückung festzustellen. Aber auch auf die Ermittlung der Schlagarbeit muß man vorliegendenfalls verzichten, weil ein erheblicher Teil der Bewegungsenergie des Fallbärs von den Beilagen, von Bär und Amboß, aufgenommen wird. Das ist bei der großen Härte und den kleinen, großenteils federnden Zusammendrückungen der Probe unvermeidlich, um so mehr als die Kugelbeilagen die gleichen Eigenschaften besitzen und Bär und Amboß nicht härter als die Probe sein können. Und doch bietet sich ein Maßstab, das Verhalten der Kugeln in der Presse und im Fallwerk zu vergleichen, und zwar in der Druckfläche. Das lehren die Untersuchungsergebnisse.

Durch eine große Anzahl Versuchsreihen mit der Presse ist festgestellt worden:

bei $1200 d^2$ kg tritt als erste Brucherscheinung der Anfang eines Kreissprunges auf, der nahezu dem Rande der Bruchfläche folgt;

bei stetiger und langsamer Steigerung der Belastung bricht die mittlere Kugel unter $7000 d^2$ kg knallend entzwei.

(Die angegebenen Bruchlasten gelten für sehr gute Kugeln. Auf die vorkommenden und die zulässigen Schwankungen ist an andrer Stelle dieses Berichtes eingegangen.)

Der Bruchlast $7000 d^2$ kg entspricht eine Druckfläche von bestimmtem, leicht festzustellendem Durchmesser. Man kann nun auch den Durchmesser der Druckfläche ermitteln, bei welcher im Fallwerk der Bruch eintritt. Man hat dabei ebenfalls 3 Kugeln aufeinander zu stellen. Da jedoch die Druckfläche der gebrochenen Kugel nicht einwandfrei ist, so geht man am besten in der Weise vor, daß man die Schlagarbeit stufenweise bis zum Eintritt des Bruches steigert (wobei für jeden Schlag neue Kugeln verwendet werden müssen) und unterhalb der Bruchgrenze je die Druckflächen mißt, welche die mittlere Kugel nach dem Schlag aufweist. Sodann stellt man die Beziehung zwischen Schlagarbeit und Durchmesser der Druckfläche etwa durch eine Kurve dar und entnimmt ihr den der Bruchschlagarbeit entsprechenden Durchmesser der Druckfläche. So ist festgestellt worden, daß diese Druckfläche kleiner als diejenige ist, bei welcher nach langsamer Steigerung der Belastung, sogen. statischer Belastung, der Durchbruch eintritt. Und zwar stellt sich die dem Bruch durch Schlag entsprechende Druckfläche unter der Presse schon bei einer Belastung ein, die nur rd. $^2/_3$ der mit der Presse erlangten Bruchlast beträgt, welche oben zu $7000 d^2$ kg angegeben ist.

Drückt man nun die 3 Kugeln in der Presse mit $^2/_3$ dieser Bruchlast oder, um sicher zu sein, mit einer etwas stärkeren Kraft und entlastet schnell, so bricht die mittlere Kugel während oder kurz nach der Entlastung entzwei. Man findet, daß die kleinste Druckfläche, bei welcher durch dieses Verfahren gerade noch ein vollständiger Durchbruch herbeizuführen ist, gleich oder doch nicht erheblich größer als diejenige Druckfläche ist, bei welcher der Bruch durch Schlag eintritt.

Hiernach liefert der Versuch mit der Presse 2 Grenzwerte für die Bruchlast, die sich rund wie 3 : 2 verhalten. Man übersieht leicht, daß Entlasten in allen Fällen zum Bruch führt, in denen die zuvor ausgeübte Kraft zwischen diesen Grenzwerten liegt. Es besteht hiernach ein ziemlich weites Bruchlastengebiet. In der Nähe der oberen Bruchgrenze tritt der Bruch schon nach sehr geringem Entlasten ein, nahe der unteren Bruchgrenze dagegen häufig erst einige Zeit nach vollständiger Entlastung.

Die untere Bruchlast und die Last, welche dem ersten Auftreten des Kreissprunges entspricht, begrenzen das Gebiet der Sprunglasten. Wenn der erste Kreissprung bei $1200 d^2$ kg entsteht, so findet sich nach einer nur wenig höheren Be-

lastung an der entlasteten Kugel außer dem Kreissprung ein schwacher radialer Riß. Größere Lasten führen zu mehreren konzentrischen Kreissprüngen und zu einem tiefergehenden mit Bezug auf die Druckfläche radialen Riß, in der Folge Meridiansprung genannt, der schon häufig die halbe Kugel durchsetzt. Werden noch größere Kräfte ausgeübt, so wächst die Zahl der Kreissprünge und der Meridiansprünge. Ueber diesen Zusammenhang zwischen der Kraft und den Meridiansprüngen gibt Fig. 12 Aufschluß, welche die Bruchstücke einzelner, verschieden hoch belasteter Kugeln wiedergibt. Die Kugeln sind nach der Entlastung in verdünnte Salzsäure gelegt worden, um eine Färbung der Sprungflächen zu erzielen; sodann sind die Sprungflächen durch Zerdrücken der Kugeln frei gelegt worden. Die Sprungflächen erscheinen nun auf der Abbildnng als dunkle Flächen. Die Kugeln dieses Versuches hatten 1,0 cm Dmr. und waren nicht besonders gut. Die untere Bruchgrenze betrug $3500 d^2$ kg, und schon bei $1200 d^2$ kg trat bald ein schwacher, bald ein tiefer Sprung auf. Die Abbildung zeigt die Erstreckung solcher Sprünge bei 2 Kugeln und ferner die Sprungflächen, je ein Paar bei einer Kugel nach $1400 d^2$ kg, je mehrere Paare nach $1800 d^2$ und $3000 d^2$ kg. (Die Bruchstücke dieser beiden Kugeln sind nicht vollzählig, weil beim Zerdrücken je ein kleiner Teil zersplitterte. Abgebildet sind je zwei Sprungflächenpaare und zwei einzelne Sprungflächen.)

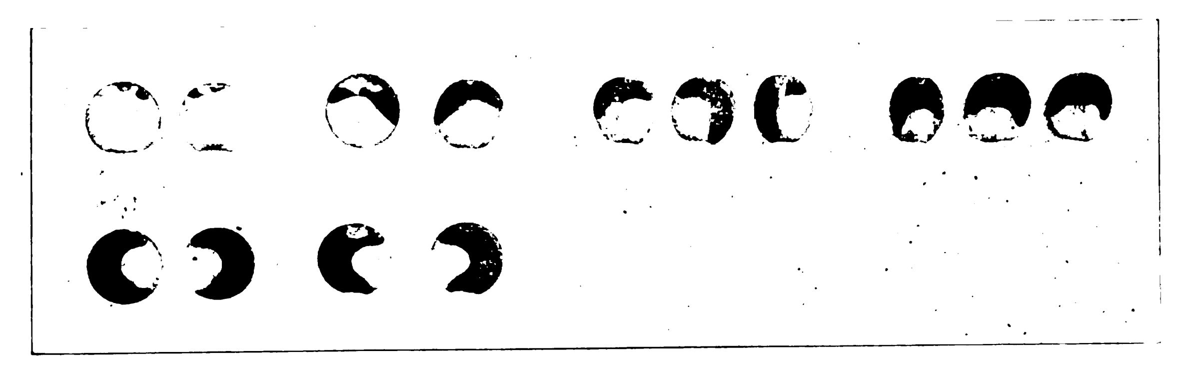
Gleiche Sprungbilder erhält man auch beim Schlagversuch und bei je den gleichen Druckflächen.

deren obere Bruchgrenze zu $6650 d^2$ kg ermittelt worden war, nach dreimaligem Belasten auf $3500 d^2$ kg entzwei. Noch kleinere Belastungen bewirken den Bruch, wenn nach verschiedenen Durchmessern gedrückt wird. Zum Beispiel brachen solche $^5/_8$" engl.-Kugeln durch, nachdem sie zwischen je 2 gleichen Kugeln nach drei in einer Hauptebene gelegenen Durchmessern mit $2000 d^2$ kg gedrückt worden waren.

Es sind zwei getrennt zu behandelnde Aufgaben, die uns in den Sprungbildern entgegentreten und hier teils nebeneinander herlaufen, teils ineinander übergehen. Die eine betrifft die örtlichen Vorgänge; darunter sind die zu verstehen, die sich in der Nähe der Druckflächen abspielen. Zu ihnen gehören insbesondere die Kreissprünge am Rand der jeweiligen Druckflächen. Diese Kreissprünge reichen nicht tief. Es hängt deshalb bei durchgehärteten Kugeln lediglich von dem Zustand des äußeren Materials ab, ob der erste Kreissprung bei einer größeren oder kleineren spezifischen Belastung $\frac{P}{d^2}$ auftritt. Letztere kann somit bei der Kugelprüfung als Maßstab für den Zustand der äußeren Materialschicht dienen. Die besondere Prüfung der Außenschicht ist wichtig, weil sie häufig bei der Härtung geschädigt, aber auch durch die auf die Härtung folgende mechanische Bearbeitung: das Schleifen, in ihren Eigenschaften mehr oder weniger verändert wird. Diese Beeinflussung ist in der Zentralstelle durch Ermittlung der Kreissprunglasten nachgewiesen worden. Die andre Aufgabe betrifft den Spannungszustand im Innern der Kugel,

Fig. 12.

Meridiansprünge in 1,0 cm dicken Kugeln, nachdem sie zwischen gleichen Kugeln gedrückt worden waren mit
1200 1400 1800 3000 kg.



und zwar auch in größerer Entfernung von den Druckstellen. Dieser ist an der Entstehung und weiteren Ausbildung der tiefgehenden Meridiansprünge und insbesondere der vollständigen Durchbrüche sehr beteiligt. Man wird für durchgehärtete Kugeln, deren Kern von bester Gefügebeschaffenheit ist, stets finden, daß die Bruchlasten besonders groß sind, und auch, daß tiefgehende Meridiansprünge erst nach verhältnismäßig starker Belastung auftreten. Die Bruchgrenze — und zwar ermittelt man am einfachsten die obere — ist deshalb zur Beurteilung der Kugeln ebenfalls wichtig. Es gibt Kugeln, deren Außenschicht von schlechter und deren Kern von bester Beschaffenheit ist, und umgekehrt solche mit schlechtem Kern und guter Außenschicht. Ob das eine oder das andre nachteiliger ist, hängt einesteils von der mehr oder minder innigen Berührung der Druckflächen beim Gebrauch und im besondern vom Anschmiegungsfaktor ab. Hierauf ist im Anschluß an die Angaben über Versuche mit andern Anschmiegungsfaktoren näher einzugehen.

Aus den vergleichenden Untersuchungen mit Presse und Schlagwerk muß geschlossen werden, daß gleichen Druckflächen auch nahezu gleiche Kräfte und gleiche Formänderungen entsprechen. Der Bruch oder gleiche Sprungbilder lassen sich mit Presse und Schlagwerk unter Aufwand gleicher Arbeiten herbeiführen. Die Prüfung mit dem Schlagwerk läßt sich deshalb durch die Prüfung mit der Presse ersetzen.

Bereits oben ist angegeben worden, daß die bis zur unteren Bruchgrenze belasteten Kugeln erst nach vollständiger Entlastung und zuweilen sogar mehrere Minuten und Stunden später durchbrechen. Entsprechend sind auch in vielen Fällen Meridiansprünge beim Absuchen der Kugel nicht unmittelbar nach der Entlastung, wohl aber einige Zeit später wahrgenommen worden. Ich vermute deshalb, daß die Meridiansprünge im allgemeinen nicht beim Belasten, sondern erst während oder nach dem Entlasten entstehen, und daß sie durch Zugspannungen verursacht werden, die eine Folge der bleibenden Formänderung der Kugel sind und erst beim Entlasten und wegen der federnden Nachwirkung sogar einige Zeit nach der Entlastung an der Stelle, von der der Sprung ausgeht, die Zugfestigkeit erreichen.

Nachdem die Erfahrung vorlag, daß Belasten auf etwa die Hälfte der unteren Bruchgrenze und Entlasten schon einen tiefen Sprung verursacht, konnte erwartet werden, daß bei wiederholtem Belasten auf einen Betrag, der erheblich geringer als die untere Bruchgrenze ist, auch schon ein vollständiger Durchbruch eintritt. In der Tat brachen $^5/_8$" engl.-Kugeln,

Hier teile ich noch einige Erfahrungen über Sprung- und Bruchlasten im Fall von Kugel zwischen gleichen Kugeln mit.

Aus den allgemeinen Darlegungen geht schon hervor, daß in diesem Fall die Belastungen des ersten Kreissprunges und der oberen und unteren Bruchgrenze proportional d^2 sind. Diese Erfahrung ist aus der Prüfung von vielen tausend Kugeln mit Durchmessern von $^1/_8 = ^{16}/_8$ Zoll, die im Laufe mehrerer Jahre in der Zentralstelle stattgefunden hat, gewonnen worden.

Die größte Kreissprungbelastung, welche für vollharte

Kugeln verschiedener Größe, also nicht als vereinzelte Ausnahme, in der Zentralstelle sicher nachgewiesen worden ist, beträgt $1500\,d^2$ kg, entsprechend $\frac{P}{d_r^2} = 6000$. Noch höhere Sprunglasten ergeben sich nur, wenn der Stahl nicht vollhart ist, was darauf hinauskommt, daß die mittleren Pressungen der Druckflächen unter den im Abschnitt III A angegebenen Werten bleiben. Kugeln mit $1200\,d^2$ $\left(\frac{P}{d_r^2} = 4800\right)$ sind in Hinsicht auf die Zähigkeit der Außenschicht noch als sehr gut zu bezeichnen. Es ist bereits erwähnt worden, daß durch das Schleifen der gehärteten Kugeln die Kreissprunglast vermindert wird. Für geschliffene Kugeln ist eine Kreissprunglast von $500\,d^2$, entsprechend $\frac{P}{d_r^2} = 2000$, noch durchaus befriedigend.

Die obere Bruchgrenze guter Kugeln beträgt $7000\,d^2$ kg. Der größte in der Zentralstelle nicht für eine einzelne Kugel, sondern für mehrere gleichzeitig gehärtete Kugeln in verschiedenen Fällen ermittelte Betrag ist rd. $8000\,d^2$. Kugeln mit $5000\,d^2$ oberer Bruchgrenze sind noch als befriedigend zu bezeichnen. Diese Werte gelten für durchgehärtete Kugeln. Große Kugeln lassen sich nicht gleichmäßig durchhärten. Beim Versuchsstahl ist die Grenze bei etwa $1\frac{1}{2}$" engl. Für diesen und größere Durchmesser muß auf kleinere Werte für die obere Bruchgrenze gerechnet werden.

handen, die erst klar zu stellen sind, bevor nähere Angaben gemacht werden.

Die obere Bruchgrenze hat sich im Mittel aus je 10 Versuchen ergeben:

für d	= 0,5 cm	1,0 cm	1,59 cm
Fall 1) Kugel zwischen gleichen Kugeln . .	$5700\,d^2$	$5130\,d^2$	$5030\,d^2$
Fall 2) Kugel zwischen ebenen Platten . .	$8750\,d^2$	$7900\,d^2$	$8140\,d^2$
Verhältnis der Fälle 2) und 1)	1,54	1,54	1,62

Die obere Bruchgrenze ist also für hinreichend gleichmäßig durchgehärtete Kugeln und Platten unabhängig vom Kugeldurchmesser und ungefähr 1,55 mal so groß wie im Fall 1) von Kugel an Kugel.

3) Gehärtete Kugel zwischen Stempeln mit hohlkugeligen Druckflächen vom Durchmesser 2,7 d. Der Anschmiegungsfaktor ist 2,52, Fig. 13.

Es sind nur Versuche mit Kugeln von $\frac{5}{8}$" engl. Durchmesser angestellt worden.

Die obere Bruchgrenze ergab sich aus 5 Versuchen im Mittel zu $13000\,d^2$ kg. Kugeln derselben Fertigung brachen, zwischen gleichen Kugeln gedrückt, durchschnittlich bei $6650\,d^2$ kg. Die obere Bruchgrenze ist demnach im Fall 3) 1,95 mal so groß wie im Fall 1).

Fig. 13.

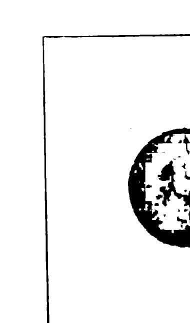
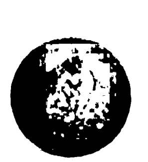
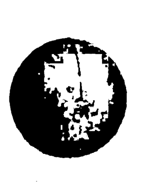


Fig. 14.

$\frac{5}{8}$"-Kugeln, welche zwischen hohlkugeligen Stempeln vom Anschmiegungsfaktor 2,52 15 mal belastet worden sind mit

$6000\,d^2$ kg, $5200\,d^2$ kg, $4200\,d^2$ kg.

Die geringste Belastung, welche tiefe Meridiansprünge hervorbringt, scheint rd. $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ der oberen Bruchgrenze zu betragen.

Aus diesen Angaben geht hervor, daß auch bei überwachter Härtung sehr verschiedene Werte für die Sprunglast und für die Bruchgrenze erhalten werden können. Ich verweise in dieser Hinsicht auf die Bemerkungen unter II B über die schwankenden Werte für die Biegungsfestigkeit. Die Aufstellung von Güteklassen nach den Sprunglasten und Bruchgrenzen, wie es im vorstehenden geschehen ist, setzt deshalb Erfahrungen voraus, die sich nur aus einer großen Anzahl von Beobachtungen gewinnen lassen. Man wird sich also auch hüten müssen, aus wenigen Bruchversuchen mit vollgehärtetem Stahl allgemeine Schlüsse zu ziehen.

2) Eine gehärtete Kugel wird zwischen 2 ebenen gehärteten Platten gedrückt. Der Anschmiegungsfaktor ist 1.

Es sind nur wenige Versuchsreihen mit Kugeln von 0,5 cm, 1 cm und $\frac{5}{8}$" engl. = 1,59 cm Dmr. angestellt worden.

Der erste Sprung tritt an Kugel und an Platte in der Regel nicht bei derselben Pressung auf. Die Rißchen erscheinen zumeist zuerst an der Platte. Die spezifische Sprunglast $\frac{P}{d^2}$ hängt unerwarteterweise vom Durchmesser der Kugel ab, was bekanntlich Auerbach schon vor längerer Zeit für mehrere andre Materialien festgestellt hat. Verschiedene Versuchsreihen haben den Einfluß des Kugeldurchmessers verschieden groß ergeben. Es waren also Nebenwirkungen vor-

Ueber die untere Bruchgrenze geben folgende Beobachtungen einigen Anhalt. Eine mit $10000\,d^2$ und auch noch eine mit $9200\,d^2$ kg belastete Kugel brach beim Entlasten entzwei. Von zwei Kugeln, die mit $8000\,d^2$ kg belastet worden waren, sprang die eine beim Aetzen in der warmen Säure entzwei, die andre blieb ganz. Wäre die untere Bruchgrenze gleich $\frac{2}{3}$ der oberen, wie im Fall gleicher Kugeln, so müßte sie sich zu $13000\,d^2 \cdot \frac{2}{3} = 8666\,d^2$ ergeben, was mit den — wegen ihrer geringen Anzahl unzulänglichen — Beobachtungen wohl vereinbar wäre. Man muß freilich erwarten, daß sich mit zunehmendem Anschmiegungsfaktor das Verhältnis von unterer zu oberer Bruchgrenze allmählich der Eins nähert, und dieser Wert ist bei den unter I B 3 erwähnten Versuchen mit allerdings gekürzten Druckflächen, für welche der Anschmiegungsfaktor 121 beträgt, nahezu erreicht worden. Deshalb kann aber doch das Verhältnis der beiden Bruchgrenzen für die Anschmiegungsfaktoren $\frac{1}{4}$ und 2,52 noch sehr wenig verschieden sein.

An der ganz gebliebenen Kugel war auch nach dem Aetzen kein Kreissprung und überhaupt keinerlei Riß wahrzunehmen. Die Trennungsfläche der andern Kugel geht wie üblich durch die Mitten der Druckflächen, und überdies weisen die Kugelhälften in der Nähe der beiden Druckstellen und deren Rand berührend kurze Rißchen auf, die sich versetzt an die Trennungsflächen anschließen, so daß also das Rißchen der einen Kugelhälfte nicht die Fortsetzung des Rißchens auf der andern Kugelhälfte bildet. Ich glaube deshalb, daß diese Rißchen nicht schon beim Belasten, sondern



Fig. 15.

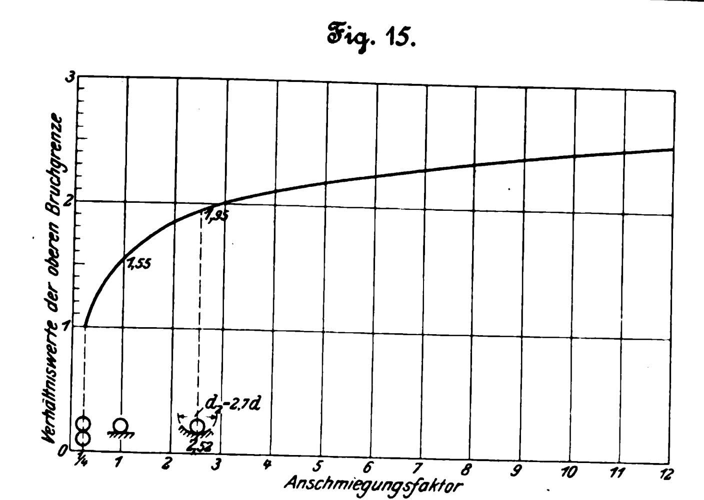


Fig. 16.

$^5/_8$"-Kugel, welche zwischen hohlkugeligen Stempeln vom Anschmiegungsfaktor 121 21 mal auf $16000 d^2$ belastet worden ist.

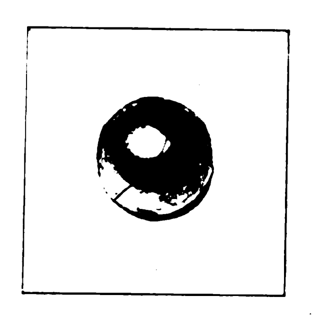
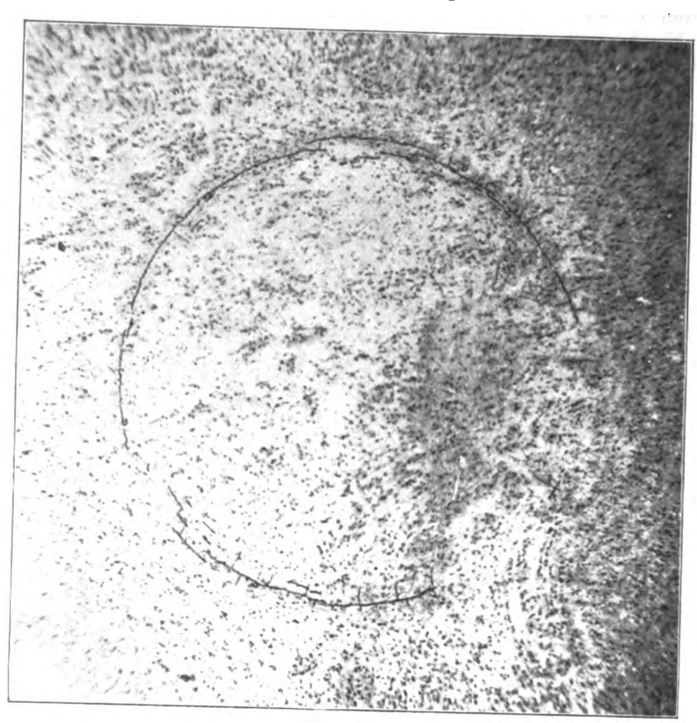


Fig. 17.

Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$"-Kugel mit $3500 d^2$ kg gedrückt worden ist.

15 fache Vergrößerung.



erst infolge des durchgehenden Sprunges entstanden sind. Dafür spricht auch folgende Erfahrung. Nach 15 maligem Belasten auf $6000 d^2$, $5200 d^2$ und $4000 d^2$ sind beim Aetzen auch schon Sprünge entstanden, und zwar bei allen drei Versuchen Meridiansprünge, daneben aber im ersten Fall ein fast vollständiger Kreissprung und im zweiten Fall ein teilweiser Kreissprung, während im dritten Fall der Meridiansprung allein auftrat, s. Fig. 14.

An den kugeligen Druckflächen der Stempel traten nach dem einmaligen Belasten auf $8000 d^2$ kg Anfänge eines Kreissprunges auf. Da jedoch die Stempel zweimal gehärtet worden waren, weil sie nach der ersten Härtung nicht genügend durchgehärtet waren, so eignen sie sich nicht mehr zu einwandfreien Schlüssen. Ihre Zähigkeit dürfte zu gering sein.

Aus den vorstehenden Ergebnissen geht hervor, daß der erste Bruch an der Kugel sowohl nach einmaligem als auch nach wiederholtem Belasten ein Meridiansprung ist, der die Kugel ganz oder zum größten Teil durchsetzt, und daß der Kreissprung nicht selbständig, sondern nur als Begleiterscheinung auftritt. Bei einmaligem Belasten liegt diese Sprunglast nahe der unteren Bruchgrenze. Daraus folgt aber, daß der vorliegende Fall, insoweit die Widerstandsfähigkeit der Kugel gegen Rißbildung maßgebend ist, nicht mehr unter die von Hertz behandelte Aufgabe »Ueber die Berührung elastischer Körper« fällt. Zugleich lehren die Versuche, daß der Anschmiegungsfaktor, welcher das Anwendungsgebiet dieser Aufgabe begrenzt, nicht viel kleiner als $2{,}52$ sein kann. Damit würde auch die Rechnung übereinstimmen. Die zu den vorliegenden Versuchen verwendeten Kugeln haben beim Drücken zwischen gleichen Kugeln, also für den Anschmiegungsfaktor $0{,}25$, die Sprunglast $1200\,d^2$ ergeben. Proportionalität zwischen Kreissprunglast und Anschmiegungsfaktor würde demnach bedingen, daß im vorliegenden Fall der Kreissprung erst bei

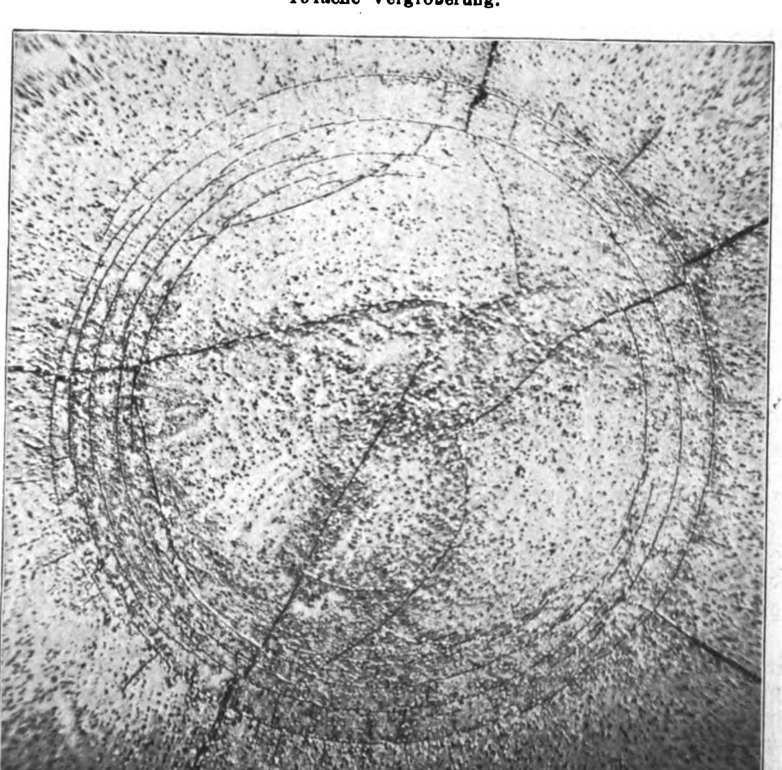
$$1200\,d^2 \frac{2{,}52}{^1/_4} = 12096\,d^2$$

entsteht, eine Belastung, die schon größer als die untere Bruchgrenze ist.

Fig. 18.

Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$"-Kugel mit $7000 d^2$ kg gedrückt worden ist.

15 fache Vergrößerung.



Der Grenzwert des Anschmiegungsfaktors ist übrigens von der Beschaffenheit des gehärteten Stahles abhängig. Der Wert $2{,}52$ gilt für sehr gutes Material. Bei weniger gutem Material ist der Grenzwert größer. Es ist in dieser Hinsicht beson-

ders auch zu beachten, was an anderer Stelle über Unterschiede in der Beschaffenheit von Außenschicht und Kern dargelegt worden ist. Die Erfahrungen mit Bezug auf den Fall 2), wonach die spezifische Sprunglast vom Kugeldurchmesser abhängig ist, weisen darauf hin, daß dieser auch den Grenzwert des Anschmiegungsfaktors beeinflußt.

Fig. 19.

Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$"-Kugel 10 mal mit $3500\,d^2$ kg gedrückt worden ist.

15 fache Vergrößerung.

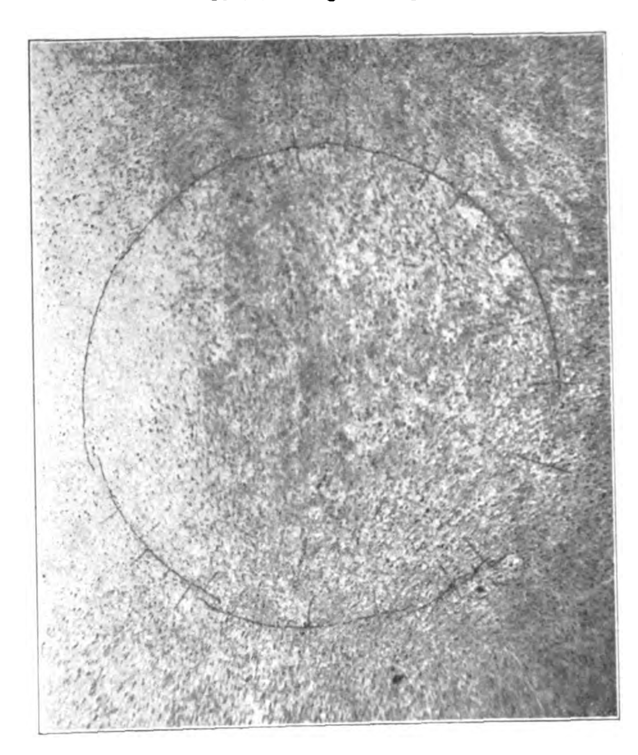
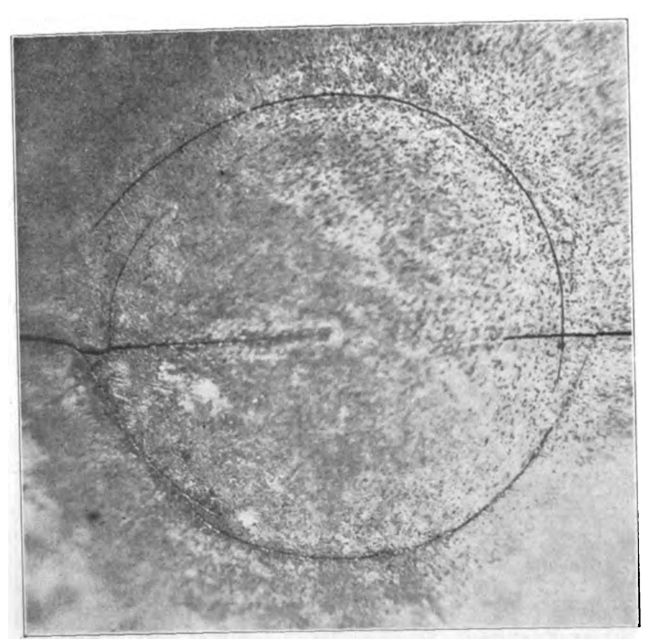


Fig. 20.

Druckstelle der 10 mal mit $3500\,d^2$ kg gegen die ebene Platte Fig. 19 gedrückten $^5/_8$"-Kugel.

15 fache Vergrößerung.



Da hiernach die Widerstandsfähigkeit gegen Rißbildung bei größeren Anschmiegungsfaktoren hauptsächlich von der Bruchgrenze abhängt, so gewinnt letztere nicht nur für die Materialprüfung, sondern auch für den Konstrukteur Bedeutung. Fig. 15 stellt die Verhältniswerte der oberen Bruchgrenze in ihrer Beziehung zu dem Anschmiegungsfaktor durch eine Schaulinie dar. Sie ist mit den Versuchswerten für die Anschmiegungsfaktoren 0,25, 1 und 2,52 und unter Beachtung der unter I B 3 behandelten Versuche, welche angenähert die obere Bruchgrenze für den Anschmiegungsfaktor 121, und zwar rund dreimal so groß wie für den Fall gleicher Kugeln, ergeben haben, entworfen worden.

Ueber diese Versuche zum Anschmiegungsfaktor 121 ist auch schon mitgeteilt worden, daß die untere Bruchgrenze von der oberen, welche rd. $20000\,d^2$ kg beträgt, nur noch wenig entfernt ist. Die Angaben sind jedoch noch dahin zu ergänzen, daß bei wiederholtem Belasten auch schon eine geringere Belastung zum Bruch führt. Während aber die Kugel nach einmaligem Belasten bis zum Bruch in kleine Splitter zerfällt, springt sie nach wiederholtem Belasten in wenige Teile. Fig. 16 zeigt eine solche Kugel, welche nach 21 maligem Belasten auf 40 t = $16000\,d^2$ kg (Zeitdauer $1^1/_4$ st) sprang. Beim Aetzen zerfiel sie in 3 Teile.

Beachtung verdient demnach auch bei großen Anschmiegungsfaktoren der Einfluß wiederholten Belastens auf die untere Bruchgrenze und auf das Auftreten von Meridiansprüngen.

Zur Unterstützung meiner Ausführungen sind hier einige Sprungbilder geätzter Proben in 15 facher Größe wiedergegeben.

Fig. 21.

Druckstelle einer Kugel, die zwischen zwei gleichen Kugeln mit $2000\,d^2$ kg nach drei in einer Hauptebene liegenden Durchmessern gedrückt worden ist.

15 fache Vergrößerung.

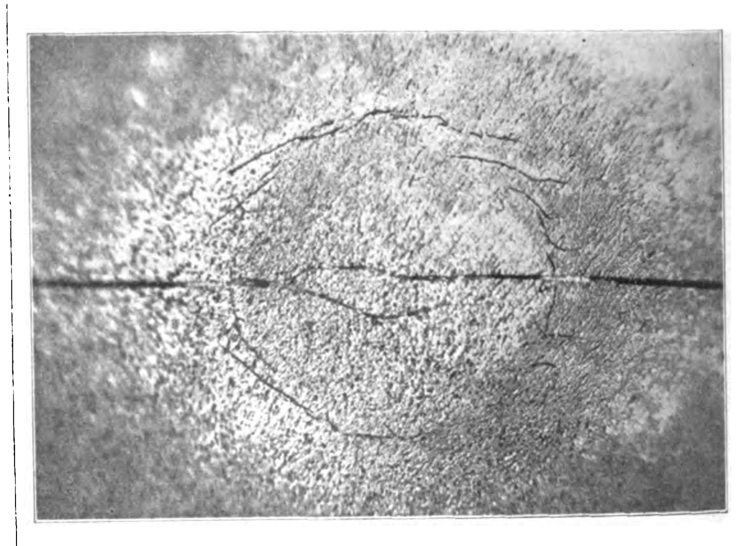


Fig. 17 ist das Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$" engl.-Kugel mit $3500\,d^2$ kg gedrückt worden ist. Von dem Kreissprung gehen kurze radiale Rißchen aus.

Fig. 18 ist das Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$" engl.-Kugel mit der doppelten Kraft, nämlich $7000\,d^2$ kg, gedrückt worden ist. Radiale Rißchen schließen sich nur an den äußersten Kreissprung an, nicht aber an den innersten, der ungefähr dem der Figur 17 entspricht, und an die dazwischen befindlichen Kreissprünge.

Daraus ist zu schließen, daß die radialen Rißchen erst beim Entlasten oder auch noch später beim Aetzen entstehen.

Fig. 19 ist das Sprungbild einer ebenen Platte, gegen die eine $^5/_8$" engl.-Kugel 10 mal mit $3500\,d^2$ kg gedrückt worden ist. Es ist auch nur ein Kreissprung wie bei Fig. 17 vorhanden. Die radialen Rißchen sind aber länger.

Fig. 20 ist die Druckstelle der 10 mal mit $3500\,d^2$ kg gegen die ebene Platte Fig. 19 gedrückten $^5/_8$" engl.-Kugel. Der Meridiansprung ist nach dem zehnten Entlasten entstanden und der Kreissprung augenscheinlich gleichzeitig. Nach einmaligem Belasten auf $3500\,d^2$ haben die Kugeln dieser Fertigung weder Kreis- noch Meridiansprung aufgewiesen.

Fig. 21 zeigt eine Druckstelle einer Kugel, die zwischen zwei gleichen Kugeln mit $2000\,d^2$ kg nach 3 in einer Hauptebene liegenden Durchmessern gedrückt worden ist.

(Schluß folgt.)



Die Anstrengung stabförmiger Träger mit gekrümmter Mittellinie.

Von Dr.-Ing. **Carl Pfleiderer**, Stuttgart.

In Nr. 6 dieser Zeitschrift S. 209 ist die Anstrengung gekrümmter Träger behandelt und dabei auch der Einfluß der Querspannungen in Rechnung gezogen worden, die auf jede Faser des Trägers in Richtung senkrecht zur Krümmungsachse ausgeübt werden und die zur Folge haben, daß die Dehnungen der Fasern ihren Spannungen nicht mehr proportional sind. Dabei ist die rechteckige Querschnittform besonders ins Auge gefaßt und schließlich zur Berechnung derselben eine besonders einfache Gleichung aufgestellt worden. Es ist der Zweck der folgenden Darlegungen, diese Untersuchung auch auf die nicht rechteckigen Querschnittformen auszudehnen. Dies geschieht in der Absicht, die Berechnung der gekrümmten Träger allgemein unter Berücksichtigung der auftretenden Querkräfte nach einfachen Gleichungen zu ermöglichen.

Es möge vorausgeschickt werden, daß diese Gleichungen für alle Querschnittformen die gleiche Grundform haben[1]), die sich an die für geradlinige Träger geltende Beziehung anlehnt. Es ergibt sich nämlich für die Spannung in der von der Krümmungsachse am weitesten entfernt liegenden Faser:

$$\sigma_a = \frac{P}{f} + \frac{M_b e_1}{\Theta}\left(1 - \frac{A_1}{\frac{r}{e_2} + B_1}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und in der der Krümmungsachse am nächsten liegenden Faser

$$\sigma_i = \frac{P}{f} - \frac{M_b e_2}{\Theta}\left(1 + \frac{A_2}{\frac{r}{e_2} + B_2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Hierin bedeutet:

Θ das Trägheitsmoment des Querschnittes,
e_1 und e_2 die Abstände der beiden äußersten Fasern von der Nullachse,
A_1, B_1 und A_2, B_2 dem betrachteten Querschnitt eigentümliche Zahlen.

Die beiden Gleichungen lassen den Einfluß des Krümmungshalbmessers auf die Anstrengung in einfacher Weise erkennen.

Um die Untersuchung zu vereinfachen, werden nun im folgenden die allgemeinen Entwicklungen noch etwas erweitert.

Die Differentialgleichung, von der wir bei Untersuchung des rechteckigen Querschnittes ausgingen (a. a. O. Gl. (6)) hat, wie sich leicht zeigen läßt, das allgemeine Integral

$$\sigma = \frac{u}{(r+\eta)^{m-1/m} \cdot z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

worin

$$u = \frac{1}{\alpha}\int \frac{w\, d(z\eta) + \varepsilon_0 r\, dz}{(r+\eta)^{1/m}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

ist und die zugehörige Integrationskonstante sich wieder aus der Gleichung ergibt:

$$\sigma = \frac{1}{\alpha}\,\frac{\varepsilon_0 r + w\eta}{r+\eta} + \frac{\int_{e_1}^{\eta} \sigma z\, d\eta}{m(r+\eta)z} \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Falls der Träger durch gleichmäßig verteilte äußere Kräfte nicht belastet ist, sind die Querkräfte für die äußerste und die innerste Faser gleich null, und es muß dann die Dehnung der letzteren unmittelbar der Spannung proportional sein.

Man hat demnach (s. a. a. O. Gl. (4)):

$$\sigma_a = \frac{1}{\alpha}\,\frac{\varepsilon_0 r + w e_1}{r + e_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

$$\sigma_i = \frac{1}{\alpha}\,\frac{\varepsilon_0 r - w e_2}{r - e_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7),$$

woraus mit Bezug auf Gl. (3):

$$\varepsilon_0 r + w e_1 = \alpha\,\frac{u_1 (r+e_1)^{1/m}}{z_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

$$\varepsilon_0 r - w e_2 = \alpha\,\frac{u_2 (r-e_2)^{1/m}}{z_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9);$$

u_1 und z_2 bezw. u_2 und z_2 sind hierin die zu $\eta = e_1$ bezw. $\eta = -e_1$ gehörigen Werte von u (s. Gl. (4)) und z (Fig. 1).

Wenn man nun bedenkt, daß

$$P = \int_{-e_2}^{e_1} \sigma\, df = \int_{-e_2}^{e_1} \sigma z\, d\eta = \int_{-e_2}^{e_1} \frac{u}{(r+\eta)^{m-1/m}}\, d\eta \quad . \quad (10)$$

$$M_b = \int_{-e_2}^{e_1} \sigma\, df\, \eta = \int_{-e_2}^{e_1} \sigma z \eta\, d\eta = \int_{-e_2}^{e_1} \frac{u\eta}{(r+\eta)^{m-1/m}}\, d\eta \quad . \quad (11),$$

so ergibt sich nach Auswertung der beiden Integrale durch partielle Integration, wobei Gl. (4) und Gl. (8) zu benutzen sind, die allgemeine Beziehung

$$\frac{\varepsilon_0}{\alpha} = \frac{P}{f}\left(1 + \frac{e_2}{m r}\right) + \frac{m+1}{m}\,\frac{M_b}{f r} \quad . \quad . \quad . \quad (12)^1).$$

Die spezifische Winkeländerung w ergibt sich aus Gl. (10), wenn für u der aus Gl. (4) folgende Wert eingesetzt wird, oder auch für den Fall, daß $P = 0$ ist, aus Gl. (9). Wenn w und ε_0 bekannt sind, können die Spannungen an den äußersten Fasern, deren Kenntnis bei Festigkeitsrechnungen genügt, aus den Gleichungen (6) und (7) bestimmt werden.

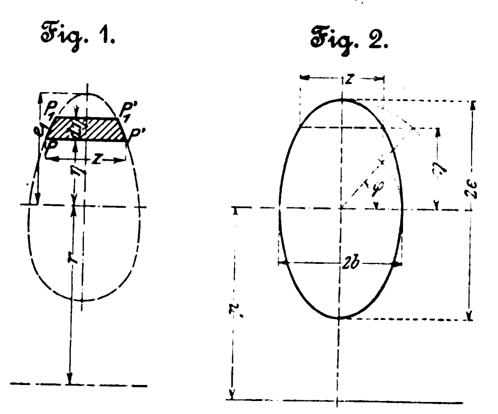


Fig. 1. Fig. 2.

Um die Untersuchung zu vereinfachen, setzen wir im folgenden $P = 0$, d. h. wir untersuchen den Fall der reinen Biegung, da der Einfluß von P sich im Ausdruck für die Spannung einfach durch das Glied $\frac{P}{f}$ äußert. Gl. (12) lautet für diesen Fall:

$$\frac{\varepsilon_0}{\alpha} = \frac{m+1}{m}\,\frac{M_b}{f r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

Wir stellen nun zunächst die Gleichungen für die Ellipse und das gleichschenklige Trapez auf. Die Ergebnisse sind dann auch auf den Kreis bezw. das Rechteck und gleichschenklige Dreieck als Sonderfälle übertragbar.

1) Ellipse. Es ist mit Bezug auf Fig. 2:

$$\eta = e \sin\varphi$$
$$z = 2b\cos\varphi$$
$$dz = -2b\sin\varphi\, d\varphi,$$

und damit nach Gl. (4):

$$u = \frac{1}{\alpha}\int \frac{2wb\cos 2\varphi - \varepsilon_0 r \sin\varphi}{(r + e\sin\varphi)^{1/m}}\, d\varphi.$$

---

[1]) Vergl. die am Schluß der Arbeit folgende Zusammenfassung der Ergebnisse.

[1]) Die bisherige Anschauung ergab:

$$\frac{\varepsilon_0}{\alpha} = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{f r}.$$

Der Wert u muß, wie sich aus Gl. (3) ergibt, für $\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ zu null werden, wenn σ einen endlichen Wert besitzt, weil dann $z = 0$ ist. Da nun dieses Integral, wie sich erkennen läßt, wenn man für $\frac{1}{(r + e \sin \varphi)^{1/m}}$ die entsprechende unendliche Reihe einsetzt, die Form

$$u = A\varphi + B\cos\varphi$$

hat, wo A und B Funktionen von w und ε_0 sind, so ist notwendigerweise der Koeffizient A gleich null. Damit erhält man eine Gleichung, aus der sich bei Benutzung der Beziehung (13) unmittelbar ergibt:

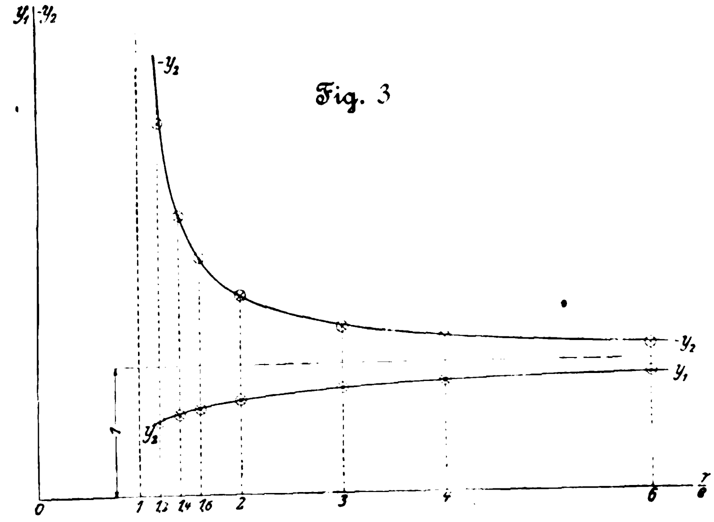
$$\frac{w}{\alpha} = 4\,\frac{M_b}{f}\,\frac{r}{e^2}\,\frac{1 + \frac{1}{8}\frac{(m+1)(2m+1)}{m^2}\left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{192}\frac{(m+1)(2m+1)(3m+1)(4m+1)}{m^4}\left(\frac{e}{r}\right)^4 + }{1 + \frac{1}{12}\frac{(2m+1)(3m+1)}{m^2}\left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{384}\frac{(2m+1)(3m+1)(4m+1)(5m+1)}{m^4}\left(\frac{e}{r}\right)^4 + }$$

oder, wenn $m = \frac{10}{3}$ und $f = be\pi$ gesetzt wird:

$$\frac{w}{\alpha} = \frac{M_b}{be^3\frac{\pi}{4}}\,r\,\frac{1 + 0{,}374\left(\frac{e}{r}\right)^2 + 0{,}221\left(\frac{e}{r}\right)^4 + 0{,}154\left(\frac{e}{r}\right)^6 + 0{,}116\left(\frac{e}{r}\right)^8 +}{1 + 0{,}632\left(\frac{e}{r}\right)^2 + 0{,}450\left(\frac{e}{r}\right)^4 + 0{,}345\left(\frac{e}{r}\right)^6 + 0{,}278\left(\frac{e}{r}\right)^8 +} \quad . \quad . \quad (14).$$

Ebenso ergibt sich aus Gl. (13)

$$\frac{\varepsilon_0}{\alpha} = 5{,}2\,\frac{M_b}{be^2\frac{\pi}{4}}\,\frac{e}{r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$



Setzt man diese Werte für w und ε_0 in die Gleichungen (6) und (7) ein, so erhält man beidemal ein Produkt, bestehend aus den Faktoren $\frac{M_b}{be^2\frac{\pi}{4}}$ und einem Bruch, in dem nur die Veränderliche $\frac{e}{r}$ erscheint. y_1 und y_2 seien die Werte dieses Bruches, wie sie sich aus Gl. (6) bezw. (7) ergeben. Wenn man nun, wie früher beim rechteckigen Querschnitt geschehen ist, die Werte y_1 und y_2 für verschiedene $\frac{r}{e}$ bestimmt, so lassen sich zwei Kurven aufzeichnen, deren Ordinaten y_1 bezw. $-y_2$ und deren Abszissen $\frac{r}{e}$ sind. In Fig. 3 sind diese Kurven dargestellt. Beide Linien haben, wie man sieht, hyperbolischen Charakter, und wir können ihnen deshalb mit großer Annäherung die Gleichungen von Hyperbeln zugrunde legen:

$$y_1 = 1 - \frac{0{,}6}{\frac{r}{e} + 0{,}2}$$

$$-y_2 = 1 + \frac{0{,}6}{\frac{r}{e} - 0{,}88}.$$

Die in die Figur eingetragenen Punkte sind aus diesen Beziehungen berechnet. Wir sehen, daß die Abweichungen durchaus innerhalb der zulässigen Grenzen bleiben, und können deshalb die erwähnten Brüche einfach durch diese Ausdrücke ersetzen. Damit lauten die Gleichungen zur Berechnung der Spannungen:

$$\sigma_a = \frac{M_b}{be^2\frac{\pi}{4}}\left(1 - \frac{0{,}6}{\frac{r}{e} + 0{,}2}\right) \quad (16),$$

$$\sigma_i = \frac{M_b}{be^2\frac{\pi}{4}}\left(1 + \frac{0{,}6}{\frac{r}{e} - 0{,}88}\right) \quad (17).$$

Hierin stellt der Ausdruck $be^2\frac{\pi}{4}$ das Widerstandsmoment des Querschnittes dar.

2) Gleichschenkliges Trapez. Es ist zu setzen (s. Fig. 4):

$$z = b + 2(e_1 - \eta)\,\mathrm{ctg}\,\beta$$
$$dz = -2\,\mathrm{ctg}\,\beta\, d\eta,$$

womit

$$u = \frac{1}{\alpha}\int \frac{w\,[b + 2(e_1 - \eta)\,\mathrm{ctg}\,\beta - 2\,\eta\,\mathrm{ctg}\,\beta] - 2\,\varepsilon_0\, r\,\mathrm{ctg}\,\beta}{(r + \eta)^{1/m}}\, d\eta$$

$$= \frac{1}{\alpha}\,\frac{m}{m-1}\left\{w\left[b + 2\,\mathrm{ctg}\,\beta\left(e_1 + 2\,\frac{rm - \eta(m-1)}{2m-1}\right)\right] - 2\,\varepsilon_0\, r\,\mathrm{ctg}\,\beta\right\}(r + \eta)^{m-1/m} + k \quad (18).$$

k ist hierin die Integrationskonstante, die sich aus Gl. (5) ergibt zu

$$k = -\frac{1}{(m-1)(r+e_1)^{1/m}}\left\{2\,m\,(r + e_1)\left(w\,\frac{2rm + e_1}{2m-1} - \varepsilon_0\, r\right)\mathrm{ctg}\,\beta + b\,[(mr + e_1)\,w - \varepsilon_0\, r\,(m-1)]\right\} \quad . \quad (19).$$

Mit Gl. (18) und (19) folgt aus Gl. (9), wenn für ε_0 der Wert aus Gl. (13) eingesetzt wird:

$$w = \alpha\,\frac{M_b}{f}\,\frac{m+1}{m}\,\frac{[2\,m\,(r+e_1)\,\mathrm{ctg}\,\beta + (m-1)\,b]\left[1 - \left(\frac{r-e_2}{r+e_1}\right)^{1/m}\right] - 2\,h\,\mathrm{ctg}\,\beta}{\left[2\,m\,(r+e_1)\,\frac{2rm+e_1}{2m-1}\,\mathrm{ctg}\,\beta + b\,(mr+e_1)\right]\left[1 - \left(\frac{r-e_2}{r+e_1}\right)^{1/m}\right] - bh - 2\,\frac{2mr + e_1 + (m-1)\,h}{2m-1}\,h\,\mathrm{ctg}\,\beta} \quad . \quad . \quad . \quad (20).$$

Da nun

$$b = \frac{2\,h}{3}\,\frac{2\,e_2 - e_1}{e_1 - e_2}$$

$$f = \frac{6\,\Theta}{2\,e_1 e_2 - (e_2 - e_1)^2},$$

so ergibt sich, wenn zugleich $m = \frac{10}{3}$ gesetzt wird,

$$w = \frac{M_b}{\Theta}\,\frac{\left[13\,(r+e_1) + \frac{9{,}1}{3}\,h\,\frac{2\,e_2 - e_1}{e_1 - e_2}\right]\left[1 - \left(\frac{r-e_2}{r+e_1}\right)^{0{,}3}\right] - 3{,}9\,h}{\left[\frac{10}{17}\,(r+e_1)(20\,r + 3\,e_1) + \frac{h}{3}\,\frac{2\,e_2 - e_1}{e_1 - e_2}\,(10\,r + 3\,e_1)\right]\left[1 - \left(\frac{r-e_2}{r+e_1}\right)^{0{,}3}\right] - h^2\,\frac{2\,e_2 - e_1}{e_1 - e_2} - \frac{3}{17}\,h\,(20\,r + 3\,e_1 + 7\,h)} \quad . \quad . \quad . \quad (21),$$

ebenso nach Gl. (13)

$$\varepsilon_0 = \frac{M_b}{\Theta}\,1{,}3\,\frac{2\,e_1 e_2 - (e_1 - e_2)^2}{6\,r} \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Setzen wir nun wieder die für w und ε_0 erhaltenen Werte in Gl. (6) und (7) ein, so ergeben sich die Spannungen an der äußersten und innersten Faser als die Produkte von $\frac{M_b e_1}{\Theta}$

Fig. 4.

bezw. $\frac{-M_b e_2}{\Theta}$ und einem Bruch, in dem die Größen r, e_1, e_2 oder, wenn man mit e_2 dividiert, die Größen $\frac{r}{e_2}$ und $\frac{e_1}{e_2}$ auftreten. Der Bruch $\frac{e_1}{e_2}$ hat beim Rechteck den Wert $\frac{h/2}{h/2} = 1$, beim Dreieck den Wert $\frac{2/3\,h}{1/3\,h} = 2$; der Fall des Trapezes liegt vor, wenn $\frac{e_1}{e_2}$ zwischen 1 und 2 liegt. Läßt man nun für die Werte $\frac{e_1}{e_2} = 1,\ 1{,}2,\ 1{,}4,\ 1{,}6,\ 1{,}8,\ 2$ $\frac{r}{e_2}$ variieren, so erhält man 6 Kurven, aus deren Verlauf das Gesetz der beiden Brüche innerhalb des für praktische Rechnungen in Betracht kommenden Gebietes ersichtlich sein muß. Diese Linien, deren Charakter wieder ein hyperbolischer ist, sind in Fig. 5 für den zu σ_a gehörigen Bruch y_1 und in Fig. 6 für den zu σ_a gehörigen Bruch y_2 aufgezeichnet. Dabei ist der Deutlichkeit halber der Ursprung zu jeder Kurve gegenüber dem der vorhergehenden nach oben verschoben worden. Aus dem Verlauf der Kurven kann auf die folgenden Näherungsgesetzte geschlossen werden:

$$y_1 = 1 - \frac{0{,}6\,\frac{e_1}{e_2} - 0{,}14}{\frac{r}{e_1} + \left(\frac{e_1}{e_2} - 1\right)\left(13 - 4\,\frac{e_1}{e_2}\right) 0{,}16}$$

$$-y_2 = 1 + \frac{0{,}3 + 0{,}2\,\frac{e_1}{e_2}}{\frac{r}{e_2} - 0{,}9 + 0{,}06\,\frac{e_1}{e_2}},$$

denen wieder die in den Figuren eingetragenen Punkte entsprechen. Da die Punkte mit den Kurven sehr gut übereinstimmen, so können diese Gleichungen an die Stelle der unmittelbar aus der Untersuchung folgenden gesetzt werden.

Man erhält damit die folgenden Gleichungen für den Fall des Trapezes:

$$\sigma_a = \frac{M_b e_1}{\Theta}\left[1 - \frac{0{,}6\,\frac{e_1}{e_2} - 0{,}14}{\frac{r}{e_2} + \left(\frac{e_1}{e_2} - 1\right)\left(13 - 4\,\frac{e_1}{e_2}\right) 0{,}16}\right] \quad . \quad (23),$$

$$\sigma_i = \frac{-M_b e_2}{\Theta}\left[1 + \frac{0{,}2\,\frac{e_1}{e_2} + 0{,}3}{\frac{r}{e_2} - 0{,}9 + 0{,}06\,\frac{e_1}{e_2}}\right] \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (24).$$

Fig. 5.

Mit $e_1 = e_2 = \frac{h}{2}$, $\Theta = \frac{1}{12}\,b\,h^3$ ergibt sich hieraus für den rechteckigen Querschnitt

$$\sigma_a = \frac{6\,M_b}{b\,h^2}\left(1 - \frac{0{,}23\,h}{r}\right) \quad . \; . \; . \quad (25),$$

$$\sigma_i = \frac{-6\,M_b}{b\,h^2}\left(1 + \frac{0{,}25}{\frac{r}{h} - 0{,}42}\right) \quad . \; . \; . \quad (26).$$

Die letztere Gleichung stimmt mit der früher auf anderm Wege abgeleiteten überein (a. a. O. Gl. (27)).

Ebenso folgt aus Gl. (23) und (24) mit $e_1 = 2\,e_2 = 2\,\frac{h}{3}$ und $\Theta = \frac{1}{36}\,b\,h^3$ für das gleichschenklige Dreieck mit der Grundlinie b:

$$\sigma_a = \frac{24\,M_b}{b\,h^2}\left(1 - \frac{1{,}06}{\frac{3\,r}{h} + 0{,}8}\right) \quad . \; . \; . \quad (27),$$

$$\sigma_i = \frac{-12\,M_b}{b\,h^2}\left(1 + \frac{0{,}7}{\frac{3\,r}{h} - 0{,}78}\right) \quad . \; . \; . \quad (28).$$

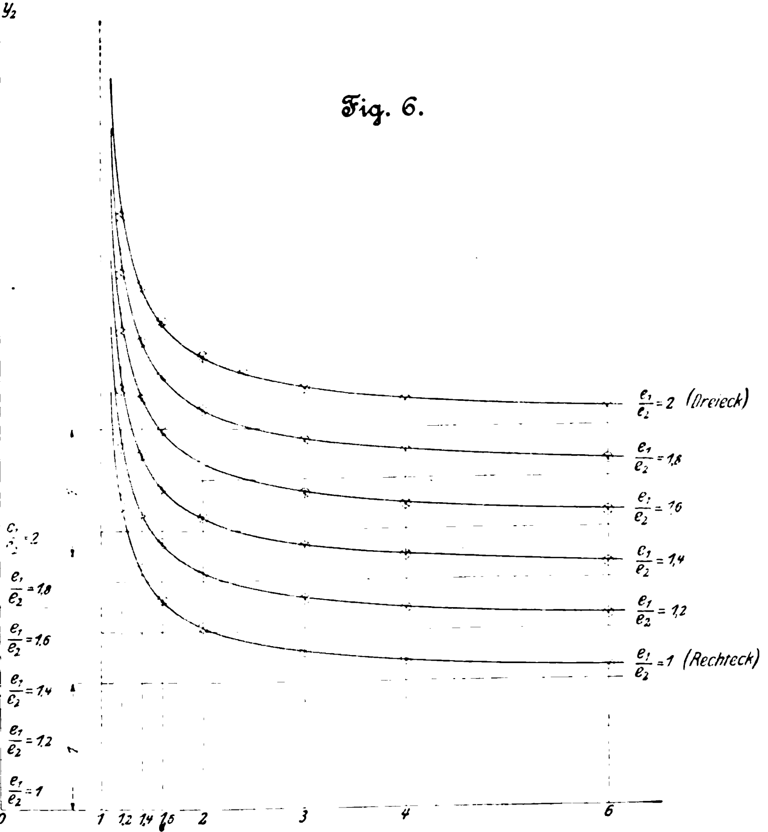


Fig. 6.

Die Gleichungen (16), (17), (23) bis (28) gelten für den Fall der reinen Biegung. Tritt noch eine Normalkraft P hinzu, so ist das Glied $\frac{P}{f}$ hinzuzufügen.

Die Anstrengung gekrümmter Träger kann nunmehr für alle diejenigen Querschnittformen ermittelt werden, welche auch nach der bisherigen Anschauung allein allgemein untersucht werden konnten. Eine strenge, erschöpfende Behandlung der beliebigen Querschnittform kann deshalb auch hier nicht erwartet werden. Wie die folgenden Ueberlegungen zeigen, ist es aber zulässig, die Gleichungen (23) und (24) auch zur Untersuchung der allgemeinen Querschnittform zu verwenden. Wie wir erkennen, ist in diesen Gleichungen die Anstrengung durch das Produkt zweier Faktoren ausgedrückt, von denen der eine, nämlich $\frac{M_b e_1}{\Theta}$ bezw. $\frac{-M_b e_2}{\Theta}$, den allgemeinen Ausdruck für die Biegungsspannung im geradlinigen Träger darstellt und der andre, nämlich der Klammerausdruck y_1 bezw. y_2, einen Berichtigungskoeffizienten bedeutet, der einzuführen ist, wenn der betreffende Querschnitt einem gekrümmten Träger angehört. Diese Zahlen y_1 und y_2 sind nun für die einzelnen Querschnittformen verhältnismäßig wenig verschieden.

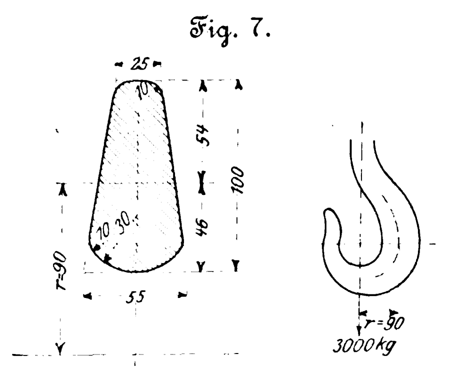
Es beträgt z. B. y_2 nach der genauen Rechnung, wenn

$\frac{r}{e_2}=$	1,4	1,6	2	3	4	6
beim Dreieck	2,11	1,82	1,56	1,32	1,23	1,16
» Kreis	2,16	1,82	1,54	1,29	1,20	1,13
» Rechteck	1,87	1,64	1,43	1,24	1,16	1,11.

Das Trapez ergibt stets Werte, die zwischen denen des Rechteckes und des Dreieckes liegen.

Man sieht, daß die Abweichung von y_2 für diese unter sich so verschiedenen Querschnittformen nicht groß ist. Ihr Größtwert beträgt hier $\frac{2,16-1,87}{2,16}\,100 = 13,4$ vH für $\frac{r}{e_2} = 1,4$, also für den Fall einer sehr starken Krümmung. Für größere Werte von $\frac{r}{e_2}$ werden die Unterschiede rasch sehr klein. Man kann deshalb annehmen, daß für alle technisch verwendbaren Querschnitte die Zahlen y_1 und y_2 von den für das Trapez gültigen Werten keine unzulässigen Abweichungen zeigen. Um diese Voraussetzung auf ihre Gültigkeit einigermaßen zu prüfen, berechnen wir im folgenden einige Beispiele und vergleichen die Ergebnisse mit denen, die das auf der bisherigen Anschauung beruhende Verfahren liefert. Die Beispiele sind einem früheren Aufsatz von Prof. Bantlin[1]) entnommen, der den gleichen Gegenstand behandelt.

Fig. 7.



1) Lasthaken für eine Last von 3000 kg. Der gefährdete Querschnitt ist in Fig. 7 gezeichnet. Es ergibt sich:

$$f = 36,7 \text{ qcm}, \quad \Theta = 246 \text{ cm}^4, \quad e_1 = 5,4 \text{ cm}, \quad e_2 = 4,6 \text{ cm},$$

$$\sigma_a = \frac{3000}{36,7} - \frac{3000\cdot 9\cdot 5,4}{246}\left[1 - \frac{0,6\,\frac{5,4}{4,6} - 0,14}{\frac{9}{4,6} + \left(\frac{5,4}{4,6} - 1\right)\left(13 - 4\,\frac{5,4}{4,6}\right)0,16}\right]$$

$$= 81,7 - 439,8 = -358,1 \text{ kg/qcm}.$$

$$\sigma_i = 81,7 + \frac{3000\cdot 9\cdot 4,6}{246}\left(1 + \frac{0,2\,\frac{5,4}{4,6} + 0,3}{\frac{9}{4,6} - 0,9 + 0,06\,\frac{5,4}{4,6}}\right)$$

$$= 81,7 + 744,7 = 827 \text{ kg/qcm}.$$

Nach seinem graphisch-rechnerischen Verfahren hat Bantlin die folgenden Werte berechnet:

$$\sigma_a = -348 \text{ kg/qcm}, \quad \sigma_i = 971 \text{ kg/qcm}.$$

Die gleiche Aufgabe hat in dieser Zeitschrift auch Tolle behandelt[2]); er erhält

$$\sigma_a = -293 \text{ kg/qcm}, \quad \sigma_i = 825 \text{ kg/qcm}.$$

Auffällig ist zunächst, daß die beiden letzteren Verfahren so stark abweichende Ergebnisse liefern, obwohl sie auf den gleichen Grundlagen beruhen.

Nach den früheren Darlegungen[3]) sollten die beiden Gleichungen (23) und (24) für σ_a einen größeren, für σ_i einen kleineren Wert ergeben, als man auf Grund der bisherigen Anschauung erhält. Da dies der Fall ist, so ist hier die Uebereinstimmung als gut zu bezeichnen.

[1]) Z. 1901 S. 164.
[2]) Z. 1903 S. 886.
[3]) Z. 1907 S. 209 u. f.

2) Fairbairn-Kran für 11000 kg Gesamtlast. Der meistbeanspruchte Querschnitt ist in Fig. 8 gezeichnet. Der Hebelarm des Momentes beträgt 600 cm. Es ergibt sich:

$$f = 400,8 \text{ qcm}, \quad \Theta = 724\,000 \text{ cm}^4, \quad e_1 = e_2 = 50,8 \text{ cm},$$

damit

$$\sigma_a = -\frac{11\,000}{400,8} + \frac{11\,000\cdot 600\cdot 50,8}{724\,000}\left(1 - \frac{0,46}{\frac{150}{50,8}}\right)$$

$$= -27,5 + 391 = 363,5 \text{ kg/qcm},$$

$$\sigma_i = -27,5 - \frac{11\,000\cdot 600\cdot 50,8}{724\,000}\left(1 + \frac{0,5}{\frac{150}{50,8} - 0,84}\right)$$

$$= -27,5 - 572,8 = -600,3 \text{ kg/qcm}.$$

Das Verfahren von Bantlin ergibt

$$\sigma_a = 389 \text{ kg/qcm}, \quad \sigma_i = -532 \text{ kg/qcm},$$

und dasjenige von Tolle

$$\sigma_a = 415,8 \text{ kg/qcm}, \quad \sigma_i = -592 \text{ kg/qcm}.$$

Wie ersichtlich, ist in vorliegendem Falle das berechnete σ_a kleiner und σ_i größer als die nach den beiden andern Verfahren bestimmten Werte; die Abweichungen liegen also entgegengesetzt wie vorhin. Da die untersuchte Querschnittform aber bei der Belastung jedenfalls starke Eigenformänderungen erleidet und deshalb stärker beansprucht ist, als die Biegungslehre voraussetzt, so dürften ungünstigere Ergebnisse im Sinne der Wirklichkeit liegen.

Fig. 8.

Es kann also festgestellt werden, daß die verwendeten Gleichungen auch für Hohlquerschnitte einigermaßen befriedigende Ergebnisse liefern.

Die Behandlung weiterer Beispiele ist mit Rücksicht auf den erforderlichen Zeitaufwand leider nicht möglich. Es wäre aber sehr zu begrüßen, wenn vielleicht von andrer Seite noch weiteres Material beigebracht werden könnte.

Zusammenfassung der Ergebnisse.

Die Anstrengungen eines gekrümmten Trägers betragen an den äußersten Fasern

für den Fall des Kreisquerschnittes (mit e als Halbmesser) und für den elliptischen Querschnitt (mit e als in die Mittelebene des Trägers fallender Halbachse, Fig. 2):

$$\sigma_a = \frac{P}{f} + \frac{M_b\, e}{\Theta}\left(1 - \frac{0,6}{\frac{r}{e} + 0,2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (29),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{f} - \frac{M_b\, e}{\Theta}\left(1 + \frac{0,6}{\frac{r}{e} - 0,88}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (30);$$

für das gleichschenklige Trapez, Fig. 4:

$$\sigma_a = \frac{P}{f} + \frac{M_b\, e_1}{\Theta}\left[1 - \frac{0,6\,\frac{e_1}{e_2} - 0,14}{\frac{r}{e_2} + \left(\frac{e_1}{e_2} - 1\right)\left(13 - 4\,\frac{e_1}{e_2}\right)0,16}\right] \quad (31),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{f} - \frac{M_b\, e_2}{\Theta}\left(1 + \frac{0,2\,\frac{e_1}{e_2} + 0,3}{\frac{r}{e_2} - 0,9 + 0,06\,\frac{e_1}{e_2}}\right) \quad . \quad (32);$$

demnach für das Rechteck:

$$\sigma_a = \frac{P}{f} + \frac{6\,M_b}{b\,h^2}\left(1 - \frac{0,23\,h}{r}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{f} - \frac{6\,M_b}{b\,h^2}\left(1 + \frac{0,25}{\frac{r}{h} - 0,42}\right) \quad . \quad . \quad (34),$$

und für das gleichschenklige Dreieck (mit der Grundlinie b und der Höhe h):

$$\sigma_a = \frac{P}{f} + \frac{24\,M_b}{b\,h^2}\left(1 - \frac{1,06}{\frac{3\,r}{h} + 0,8}\right) \quad . \quad . \quad (35),$$

$$\sigma_i = \frac{P}{f} - \frac{12\,M_b}{b\,h^2}\left(1 + \frac{0,7}{\frac{3\,r}{h} - 0,78}\right) \quad . \quad . \quad (36).$$

Die Gleichungen (31) und (32) können, soweit sich vorläufig übersehen läßt, mit guter Annäherung auch für beliebige Querschnittformen verwendet werden.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 23. April 1907.

Hannoverscher Bezirksverein.

Sitzung vom 23. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Gail. Schriftführer: Hr. Fischmann.

Anwesend 47 Mitglieder, 26 Gäste und 1 Teilnehmer.

Hr. Heim hält einen Vortrag: Gas oder Elektrizität? Eine zeitgemäße Betrachtung zur Beleuchtungsfrage.

Der Redner geht davon aus, daß das Jahr 1906 zwei beträchtliche Fortschritte im Beleuchtungswesen gebracht hat: das nach unten brennende (»hängende«) Gasglühlicht, das eine Verbesserung der Lichtausbeute und der Lichtverteilung in der Gasbeleuchtung bedeutet, und die Wolframlampe, deren spezifischer Stromverbrauch nur noch ein Drittel von dem der heute noch am meisten benutzten elektrischen Glühlampe mit Kohlenfaden beträgt und um etwa 30 vH geringer ist als der der vorangegangenen anderen »stromsparenden« Glühlampen (Nernst-, Osmium-, Tantal-Lampe). Angesichts dieser wichtigen Neuerungen sei es angezeigt, zu erwägen, wie sich nunmehr die Anwendung der Gas- und der elektrischen Beleuchtung unter Berücksichtigung der Kostenfrage und der beiderseitigen Vorzüge und Nachteile voraussichtlich gestalten werde.

Nach einem Rückblick auf die Entwicklung des Beleuchtungswesens in den letzten 25 Jahren werden das hängende Gasglühlicht und die elektrische Wolfram-Glühlampe[1]) eingehend beschrieben und vorgeführt.

Aus den gemachten Zahlenangaben geht hervor, daß das nach unten brennende Gasglühlicht für gleichen Gasverbrauch mehr als die zehnfache Lichtstärke der alten Gasbrenner mit offener Flamme (Schnittbrenner, Argandbrenner) liefert und daß für gleiche Leuchtkraft die Kosten des Gasverbrauches höchstens $^1/_4$ von denen des Oelverbrauches bei Petroleumlicht betragen. Dabei ist die Verteilung des Lichtes wesentlich günstiger als beim aufrechten Gasglühlicht, da nach unten hin keine schattenwerfenden Teile vorhanden sind, so daß die Lichtstrahlen ungehindert nach unten fallen.

Die Wolframlampe verbraucht nur noch 1,1 Watt/HE und hat eine Lebensdauer von mindestens 1000 Brennstunden, während welcher ihre Lichtstärke noch nicht um 10 vH abnimmt. Der höhere Preis gegenüber der gewöhnlichen Kohlenfaden-Glühlampe ist schon nach etwa 100 Brennstunden durch Stromersparnis wieder eingebracht. Gleiche Lichtstärke vorausgesetzt, kostet der Stromverbrauch dieser Lampe nur etwa $^1/_4$ von dem, was Gaslicht vor dem Jahr 1890 verlangte, und nicht viel mehr als die Hälfte vom Oelverbrauch der heutigen Petroleumbeleuchtung.

Diese Zahlen sowie zwei durchgerechnete Beispiele zeigen, daß für Stadtbewohner, welche Gas und elektrischen Strom aus zentralen Erzeugungsstellen geliefert erhalten, auch heutzutage Gasbeleuchtung bei gleicher Lichtstärke noch nicht die Hälfte des elektrischen Lichtes der vorteilhaftesten Glühlampen kostet.

Der Vortragende betont jedoch nachdrücklich, daß man auf dem Gebiete der Beleuchtung nicht nur den Kostenpunkt entscheiden lassen soll. Wie man beim Essen und Trinken nicht nur den Nährwert, sondern auch den Wohlgeschmack bewertet, so ist es gerechtfertigt, überall, wo es nicht unbedingt auf die billigste Beleuchtung ankommt, auch die Vorzüge und Annehmlichkeiten jeder Beleuchtungsart voll zu berücksichtigen.

———

[1]) Z. 1906 S. 1375; 1907 S. 28, 151.

Eingegangen 13. Mai 1907.

Karlsruher Bezirksverein.

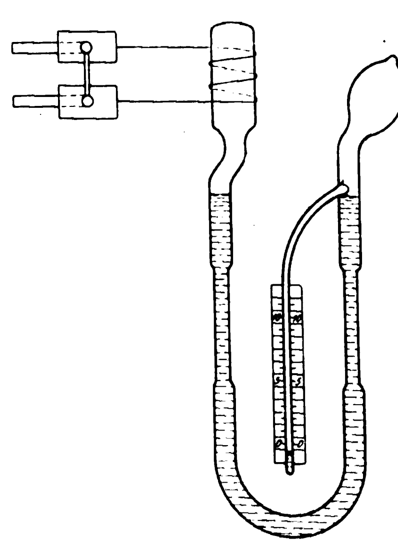
Sitzung vom 22. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Lindner. Schriftführer: Hr. Keilig.

Anwesend 20 Mitglieder und 4 Gäste.

Hr. Dinessen spricht über neuere Bauarten von Zählern, die zur Bestimmung der Benutzungsdauer gewerblicher Anlagen dienen. Diese Angabe ist sowohl für den Verbraucher wie für den Erzeuger sehr wichtig. Der Zeitzähler kann zur Bestimmung des Stromverbrauches nur dann benutzt werden, wenn eine gleichmäßige Stromentnahme vorliegt, kann aber in Verbindung mit einem normalen elektrischen Zähler sehr gut zur Bestimmung der mittleren Wattentnahme dienen. Er besteht aus einem Asynchronmotor, der durch eine biegsame Welle das Steigrad mit stets gleichbleibender Kraft antreibt. Kleine Schwankungen der Betriebspannung sind ohne Einfluß auf die Richtigkeit der Angaben, da das Steigrad auch bei verschiedenem Schwingungsausschlag, der Unruhe gleich, schnell fortschreitet. Die Hemmung ist so ausgeführt, daß sie bei Ingangsetzung des Motors jeweils sofort anspringt. Der Zähler liegt im Nebenschluß und kann somit für alle Stromstärken benutzt werden.

Fig. 1.
Höchstverbrauchmesser von Wright & Reason.



Ein andrer Zähler, der Höchstverbrauchmesser von Wright & Reason, Fig. 1, ist ein Differentialthermometer, dessen Glaskugel von dem zu messenden Höchststrom erwärmt wird. Bei dieser Anordnung sind alle beweglichen mechanischen Teile vermieden, und der Zähler kann ohne Abänderungen für Gleichstrom und für Wechselstrom verwendet werden. Er besteht aus einer U-förmigen, mit einer gefärbten Flüssigkeit gefüllten Glasröhre, die an 2 luftgefüllte Glasgefäße angeschlossen ist. Das eine trägt eine Spirale aus Platinoid oder einer ähnlichen Legierung von hohem Widerstand, die an den Klemmen eines Nebenschlusses endigt und von einem Teil des zu messenden Stromes durchflossen wird. Bei geschlossenem Stromkreise teilt sich die entsprechende Stromwärme dem Gefäß und der darin enthaltenen Luft mit, diese dehnt sich aus und bringt dadurch die Flüssigkeit links zum Sinken und rechts zum Steigen. Es fließt deshalb etwas von der Flüssigkeit in das mit dem zweiten Behälter verschmolzene Ueberfallrohr. Die Höhe der nach Erreichung des thermischen Gleichgewichtes im Ueberfallrohr vorhandenen Flüssigkeit ist ein Maß für den fließenden oder im Höchstfalle geflossenen Strom, dessen Stärke an einer erfahrungsgemäß festgestellten Teilung abgelesen werden kann. Nach der Ablesung des Höchststromes kann man durch Kippen des Meßgerätes die Flüssigkeit wieder zurücklaufen lassen.

Der dritte und neueste Zähler, ein elektrischer Zähler mit

Anzeiger für den Höchststrom, wurde von den Siemens-Schuckert-Werken auf der Nürnberger Ausstellung 1906 zum erstenmal vorgeführt. Dieser Zähler gibt außer dem Gesamtverbrauch stets an, bis zu welchem Höchstbetrage die Anlage, in die der Zähler eingeschaltet ist, belastet war. Um den Höchstverbrauch anzuzeigen, besitzt der Zähler außer dem gewöhnlichen noch ein zweites Zählwerk, das den vor der Kreisteilung befindlichen Anzeiger für den Höchststrom antreibt, Fig. 2. Dieses kleine Zählwerk ist jedoch nicht ständig gekuppelt, sondern wird immer in bestimmten Zeiträumen, alle 15 Minuten, durch ein Uhrwerk auf kurze Zeit abgekuppelt, wobei es in seine Nullage zurückgeht, während der Zeiger auf dem erreichten größten Ausschlage stehen bleibt. Die durch den Zähler angetriebene Achse a_1 treibt durch ein Vorgelege die Achse a_2 eines gewöhnlichen Zählwerkes mit springenden Ziffern und gleichzeitig auch die Achse b. Letztere ist auf der Antriebseite fest und auf der Abtriebseite in einem Hebel h gelagert, der soweit beweglich ist, daß er ein kleines Zahnrad z_1 mit dem großen Zahnrade z_2 auf der Achse c in oder außer Eingriff bringen kann. Die beiden Achsen b und c werden durch ein Relais r gekuppelt und durch eine Feder f entkuppelt. Die Achse c trägt einen Mitnehmer m, der durch den Stift t den Zeiger i vorschiebt. Wenn entkuppelt wird, so dreht die Spiralfeder s die Achse c in ihre Anfanglage zurück, während der Zeiger i, der mit Reibung gelagert ist, auf dem erreichten größten Ausschlage stehen bleibt. Der Zeiger kann durch einen besondern Schlüssel, dessen Oeffnung mit Plombe abgeschlossen ist, auf null zurückgestellt werden.

Fig. 2

Zähler der Siemens-Schuckert-Werke mit Höchststromanzeiger.

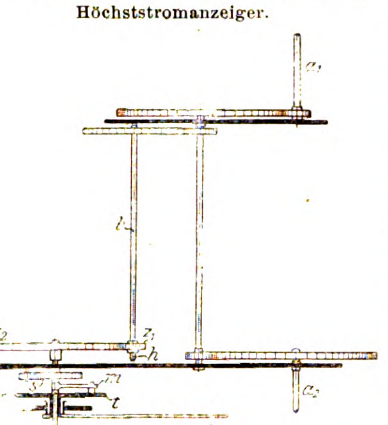
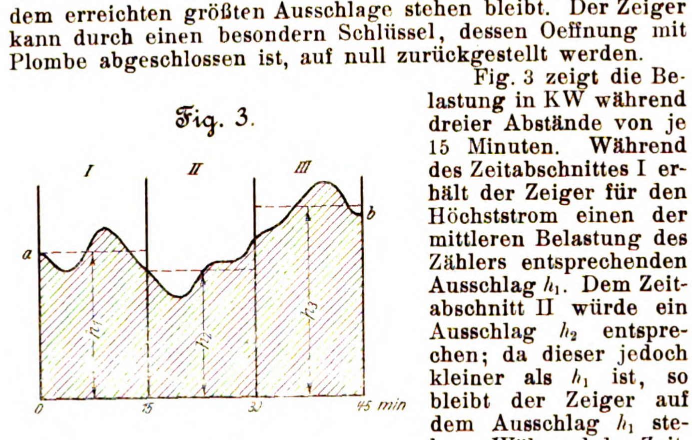


Fig. 3 zeigt die Belastung in KW während dreier Abstände von je 15 Minuten. Während des Zeitabschnittes I erhält der Zeiger für den Höchststrom einen der mittleren Belastung des Zählers entsprechenden Ausschlag h_1. Dem Zeitabschnitt II würde ein Ausschlag h_2 entsprechen; da dieser jedoch kleiner als h_1 ist, so bleibt der Zeiger auf dem Ausschlag h_1 stehen. Während des Zeitabschnittes III wird die Belastung größer, und das Zählwerk bringt den Zeiger auf den größten Ausschlag h_3, entsprechend der mittleren Belastung des Zählers während dieses Zeitabschnittes. Der Zeiger gibt also nicht die vorübergehende Höchstbelastung durch Stromstöße an, sondern als Höchstverbrauch den Mittelwert des entsprechenden Zeitabschnittes. Der Zähler bietet somit durch seine doppelten Angaben die Möglichkeit, die mittlere Benutzungsdauer des Anschlußwertes mit ziemlicher Genauigkeit zu bestimmen.

Fig. 3.



Sodann spricht Hr. Sichtig über Entnebelanlagen.

In der atmosphärischen Luft ist stets Wasserdampf enthalten, in unsichtbarem gasförmigem und in sichtbarem Zustand, als Nebel oder Wrasen. Der Wassergehalt der Luft wird durch die absolute und die relative Feuchtigkeitsmenge bestimmt. Nach neueren Forschungen kann Schwaden oder Nebel bereits bei einer relativen Feuchtigkeit von 80 vH eintreten, da der Staubgehalt der Luft von großem Einfluß auf die Nebelbildung ist. Je mehr Staub die Luft enthält, desto eher ist ein Nebel sichtbar. Die Nebelbildung in Räumen ist um so größer, je kälter und feuchter die Außenluft ist; denn infolge der schnellen Verschiebung des Taupunktes ist der Nebel bereits unmittelbar über den Farbkuven oder sonstigen Kochbottichen sichtbar, und die Nebel werden dichter, je mehr die Raumluft abgekühlt wird. Dies gilt jedoch nur bis zu einer gewissen Grenze; denn wenn die Luft im Raume sehr stark abgekühlt wird, wird der Nebel kondensiert; man kann also durch starke Abkühlung unter Umständen Dämpfe beseitigen.

Entnebelanlagen werden nötig in Färbereien, Zeugdruckereien, Appreturen, Bleichereien, Waschanstalten, Tuchfabriken, Papierfabriken, Brauereien, Zuckerfabriken, chemischen Fabriken und Schlachthöfen. Die Stärke der Nebelbildung ist in den einzelnen Betrieben sehr verschieden und hängt von der Größe der Verdampfungsflächen ab. Anlaß zur Nebelbildung liegt vor durch das Verdampfen in den Bottichen, durch Bewegung der Tücher (in Färbereien), durch Verspritzen heißen Wassers und beim Ablassen der Bottiche. Ferner wirken die ständige Nässe des Bodens und die Feuchtigkeitsabgabe durch die Arbeiter mit. Letztere ist aber sehr gering und kann bei Berechnung von Anlagen ganz vernachlässigt werden.

Unfallverhütungsvorschriften und gesundheitliche Einrichtungen werden häufig von den Behörden vorgeschrieben, aber nicht immer befolgt; dies dürfte besonders auch für Entnebelanlagen gelten. Seitens der Werkbesitzer wird gewöhnlich eingewendet, daß die Vorrichtungen das Arbeiten erschweren oder die ganze Erzeugung durch hohe Betriebspesen ertraglos machen. Geringe Betriebskosten vorausgesetzt, bietet die Entnebelanlage jedenfalls wirtschaftliche Vorteile, denn in nebelfreien Räumen läßt sich eine höhere Leistung erzielen. Die Uebersicht ist größer, das Mustern der Farbstoffe kann im Raum erfolgen, das Dach hält infolge der trockenen Luft bedeutend länger, und das ganze Arbeiten im Arbeitraum vollzieht sich schneller. Alle diese Vorteile vermögen aber nicht, die bisher bekannten Entnebelanlagen einzuführen, weil sie durch die Betriebskosten bei weitem ausgeglichen werden.

Ob Entnebelanlagen aus gesundheitlichen Rücksichten geboten sind, darüber gehen die Meinungen noch weit auseinander; denn es ist bisher noch nicht festgestellt, welcher Feuchtigkeitsgehalt für den Menschen am vorteilhaftesten ist, und ebensowenig ist es bekannt, ob es schädlich ist, wenn sich Arbeiter Monate hindurch in vollständig mit Dampf gesättigter Luft bewegen. Daher wird die Entnebelanlage nicht wegen gesundheitlicher Bedenken vorgeschrieben, sondern nur wegen Unfallgefahr; ob aber in Betrieben, in denen dichter Nebel herrscht, mehr Unfälle vorkommen als in andern Räumen, ist aus der Statistik nicht zu ersehen.

Die bisher angewandten Verfahren zur Beseitigung des Nebels sind: Absaugen der Dämpfe; Erwärmen der Raumluft; Einblasen vorgewärmter trockener Luft; Kühlung durch Kühlschlangen; Stoffe, welche die Feuchtigkeit stark anziehen; Elektrizität.

Das erstgenannte ist wohl das einfachste und im Betrieb billigste Verfahren, doch wird tatsächliche Entnebelung bei weitem nicht erzielt. Die Nebelbildung ist bei kaltem, feuchtem Wetter so gewaltig, daß man selbst mit den größten Luftmengen nicht imstande ist, den Nebel durch Abzug zu beseitigen. Wenn es sich ermöglichen ließe, die Bottiche ganz einzuschließen oder die Abzughaube sehr tief zu stellen, so wäre ein Erfolg schon eher zu erreichen; doch mit Rücksicht auf die Arbeitsweise ist dies ausgeschlossen. Durch den großen freien Raum zwischen Bottich und Haube kann der Nebel seitlich entweichen, denn es ist ausgeschlossen, am ganzen Umfang des Bottichs eine Luftgeschwindigkeit von etwa 1 bis 1,5 m zu erzeugen, um den Nebel abzusaugen. Auch entsteht durch das Absaugen ein so starker Luftzug im Raum, daß es vor Zug nicht auszuhalten ist. Anders ist es, wo schädliche Gase, z. B. Zinkdämpfe, zu entfernen sind; dort kann man nur absaugen, und zwar möglichst mit einem Abzug nach unten, weil die Dämpfe schwer sind.

Den Nebel durch im Raum verlegte Kühlschlangen oder durch Einblasen kalter Luft niederzuschlagen, ist im Großen nicht durchführbar, weil im ersteren Fall die Kosten zu hoch sind, während im letzteren die Temperatur in den Arbeitsräumen zu niedrig wird und der Nebel auch nur bei kaltem, trockenem Wetter beseitigt wird. Auch die Verwendung von Stoffen, welche die Feuchtigkeit anziehen, und von Elektrizität ist wegen der hohen Betriebskosten nicht durchführbar.

Das bisher mehrfach angewandte Verfahren, warme Luft in die mit Nebel erfüllten Räume zu blasen, weist noch viele

Mängel auf; insbesondere stehen seiner Einführung die sehr hohen Betriebskosten entgegen. Grundsätzlich dürfte mit dieser Art Anlagen die Entnebelungsfrage gelöst sein, aber die Betriebskosten werden sich nicht leicht erheblich verringern lassen. Eine solche Anlage besteht aus einem Niederdruck-Exhaustor, der Heizanlage und der Luftrohrleitung mit den Ausblasetrichtern. Die Größe des Exhaustors und der Heizanlage hängt ganz von der in dem Betrieb erzeugten Wasserdampfmenge ab, und läßt sich meist nur durch Versuche bestimmen.

Der Vortragende berechnet die täglichen Kosten einer Entnebelanlage für eine Stückfärberei von 3000 cbm Rauminhalt, in welcher ein rd. 35facher Luftwechsel erforderlich ist, auf 65 ℳ bei einer Anlagesumme von 10000 ℳ. Diese Kosten bezeichnet er als für die Praxis zu hoch. Auch Versuche, die Rauchgase von Dampfkesseln zum Erwärmen der Luft zu verwerten, haben kein befriedigendes Ergebnis gehabt.

Welches Interesse der Entnebelung seitens der Textilindustrie entgegengebracht wird, zeigt sich daran, daß der Verein der deutschen Textilveredlungsindustrie beabsichtigt, in einer öffentlichen Anstalt Versuche mit Entnebelungseinrichtungen anzustellen[1]).

Eingegangen 16. Mai 1907.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 8. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Körting. Schriftführer: Hr. Goll.

Anwesend 71 Mitglieder und 7 Gäste.

Auf eine Anfrage über Speisewasserreiniger:

»Es gibt Speisewasserreinigungsapparate, die unmittelbar auf den Dampfkessel gesetzt werden und aus einem kleinen Behälter für den Sodazusatz und einer Reihe von weiteren mittelgroßen Behältern und Rohren bestehen, durch welche ein Umlauf des im Kessel befindlichen Wassers mittels Injektorwirkung oder auf andre Weise herbeigeführt werden soll. In dem Kreislauf ist ein Koksfilter oder ein Behälter mit Scheidewand angebracht, welche die Entschlammung besorgen. Wird durch solche Apparate eine wenigstens annähernd ausgiebige Reinigung des Kesselspeisewassers besorgt?«

hat Hr. O. E. Scheidt, Moskau, folgende Antwort eingesandt.

Speisewasserreiniger, die unmittelbar auf dem Kessel Platz finden, gibt es verschiedene Arten, die aber alle, der Willkür der Heizer ausgesetzt sind. Der Dampfkesselüberwachungsverein fordert bei ihrer Aufstellung immer Absperrhähne vor und hinter dem Apparat, die unbedingt geöffnet sein müssen. Die in der Frage erwähnten sind die Vorrichtungen Apparate »Russ« und »Hotschki«. In ersterer befinden sich in der Rückfalleitung ein Injektor zur Unterstützung des Wasserumlaufes und ein Koksfilter, in letzterer eine einfache Scheidewand. Beide arbeiten, wenn sie richtig aufgestellt werden und wenn man sie regelmäßig abbläst, zufriedenstellend. Da bei den vielen Kesselbauarten jedesmal eine andre Aufstellung in Anwendung kommen muß, weil die Leistung der Reiniger von dem Wasserumlauf im Kessel unterstützt werden soll, so werden häufig Fehler gemacht, wodurch die Leistungsfähigkeit zu null werden kann. Wenn die Vorrichtungen nicht regelmäßig abgeblasen werden, setzen sie sich leicht zu, womit ihre Wirkung gleichfalls aufhört.

Der Kesselwasserreiniger »Automat«, eine Erfindung des Ingenieurs O. E. Scheidt in Moskau, ist bisher nur in Rußland zur Aufstellung gekommen. Er hat keine außen liegenden Umlaufrohre und bedarf deshalb keiner Absperrventile. Das Rückfallrohr ist durch das Saugrohr hindurchgeführt, und die zurückfallende Wassersäule wird durch die aufsteigende vor dem diesem Umlauf entgegen wirkenden Dampf geschützt. Der Apparat kann in seiner Tätigkeit, solange der Kessel im Betrieb ist, nicht unterbrochen werden, und man kann ihn unbeschadet seiner Wirkung mit Wärmeschutzmasse einhüllen. Der Wasserumlauf ist kräftig, sodaß der Reiniger auch als Ausgleicher für die Temperatur im Kessel dient. Wird das Abblasen des Schlammes vergessen, so arbeitet der Reiniger trotzdem weiter; er füllt sich mit Schlamm und hält diesen mit dem Wasser in lebhaftem Umlauf, was auch noch eine erhebliche Entlastung des Kessels bedeutet. In Deutschland wird der Apparat nicht gebaut.

Hr. O. Vogel macht sodann Mitteilungen aus dem Gebiete des Eisenhüttenwesens.

Nach einer kurzen geschichtlichen Entwicklung kommt der Redner auf den Bericht des bekannten englischen Eisenhüttenmannes Sir Lowthian Bell, der 1890 die Fragen aufwarf: 1) Werden die Eisen- und Stahlwerke der Vereinigten Staaten imstande sein, den gesamten einheimischen Bedarf zu decken, so daß eine Einfuhr von Eisen und Stahl überflüssig wird? und 2) Werden die Vereinigten Staaten je in den Wettbewerb für Eisen und Stahl auf dem Weltmarkt eintreten können?

Die erste Frage beantwortete Bell in bejahendem, die zweite hingegen in verneinendem Sinne. Die Entwicklung der amerikanischen Eisenindustrie in den letzten 16 Jahren hat diese Prophezeihung nicht bestätigt. Allein die Ausfuhr der United States Steel Corporation an Halbzeug und Fertigfabrikaten übersteigt den Betrag von 1 Million Tonnen im Jahre, und zwar geht ein Teil davon gerade nach England.

Seit jenen Tagen ist Deutschland aus seiner bescheidenen Stellung hinsichtlich der Eisengewinnung an den zweiten Platz getreten.

Die Entwicklung der Roheisenerzeugung der wichtigsten Eisenindustrieländer zeigen folgende Zahlen:

	Roherzeugung in 1000 t					
	1865	1875	1885	1895	1905	1906
Vereinigte Staaten	845	2056	4111	9597	23360	25704
Deutschland	975	2029	3687	5465	10987	12478
Großbrittannien	4896	6432	7369	7825	9746	10100
ganze Welt	9481	13920	19792	29387	51150	59700

Während in dem Zeitraum von 1865 bis 1905 die Roheisenerzeugung der Vereinigten Staaten 27 mal, diejenige Deutschlands 11mal größer geworden ist, hat sich die engliche Roheisenproduktion kaum verdoppelt. Wenn man rein rechnerisch vorgeht und dieselbe Steigerung wie bisher annimmt, so kommt man nach Kent für die Vereinigten Staaten für 1915 auf 47823000 t und für 1950 gar auf 536448000 t Roheisen. Nach einer Berechnung in »Stahl und Eisen« würde man für Deutschland unter der gleichen Annahme im Jahre 1915 auf 21625000 t Roheisen kommen.

Die wichtigste Frage hierbei ist natürlich die: Wie lange werden unsre Eisenerzlager noch ausreichen? Nach Schätzungen von Mason ergiebt sich folgendes:

	verwendbare Eisenerzlager t	jährliches Ausbringen t	jährlicher Verbrauch t
Ver. Staaten	1110000000	35000000	35000000
Deutschland (Zollgebiet einschl. Luxemburg) .	2200000000	21000000	24000000
Großbritannien . . .	1000000000	14000000	20000000
ganze Welt	10000000000	100000000	100000000

Während sich in den Vereinigten Staaten die Erzförderung und der Erzverbrauch ungefähr ausgleichen, ist für Deutschland eine geringe Erzeinfuhr und für Großbritannien eine etwa doppelt so große Erzeinfuhr erforderlich. Die Beschaffung der zur Verhüttung nötigen Erze bildet bekanntlich schon seit Jahren eine brennende Frage unserer deutschen Eisenindustrie. Trotz seines bedeutenden Vorrates an Eisenerzen ist Deutschland, wie schon gesagt, gezwungen, fremde Erze einzuführen, und zwar zeigt diese Einfuhr eine recht bemerkenswerte Steigerung. Sie betrug:

	Millionen t	Millionen ℳ		Millionen t	Millionen ℳ
1895	2,02	27,30	1901	4,37	69,70
1896			1902	3,96	59,23
1897	3,18	46,70	1903	5,22	80,17
1898	3,52	54,50	1904	6,06	91,78
1899	4,16	70,25	1905	6,08	102,41
1900	4,11	75,18	1906	7,63	135,80

Deutschland führt aber auch Eisenerze aus, und zwar ist die Eisenerzausfuhr, die im Jahre 1895 nur 2,48 Mill. t im Werte von 11,93 Mill. ℳ betrug, auf 3,85 Mill. t im Werte von 13,48 Mill. ℳ im Jahre 1906 gestiegen.

Es fragt sich nun, wann werden die bisher bekannten Eisenerzvorkommen der drei Hauptländer erschöpft sein? Man kann annehmen, daß bei einem im bisherigen Maße gesteigerten Betrieb in 100 Jahren alle bis jetzt bekannten Erzvorräte aufgezehrt sein werden. Im freien Amerika, wo bekanntlich ein erschreckender Raubbau getrieben wird, dürfte man noch früher am Ende angelangt sein.

Neben den Eisenerzen spielen die vorhandenen Steinkohlenvorräte eine Hauptrolle für die Entwicklung der Eisenindustrie eines Landes. Es fragt sich daher: Wie verhalten sich in dieser Hinsicht die drei genannten Länder?

	Steinkohlenvorräte	jährliche Fördermenge
Verein. Staaten	681 Milliarden t	322 Millionen t
Deutschland	415 » t	116 » t
Großbritannien	193 » t	234 » t

[1]) s. Z. 1907 S. 558.

Nun kann aber auch der Fall vorkommen, daß ein Land sehr reich an Eisenerzen, dagegen ganz arm an Kohlen ist, wie dies beispielsweise bei Skandinavien der Fall ist. Schweden und Norwegen besitzen gewissermaßen als Ersatz für die fehlenden Kohlen in ihren gewaltigen Wasserfällen eine noch lange nicht genügend ausgenutzte Kraftquelle, die man zur Herstellung von Eisen auf elektrischem Wege nutzbar machen könnte. Zur Gewinnung des Eisens aus diesen Erzen bedarf man einer ganz bestimmten Menge Kohlen, von der ein Teil zum Schmelzen und der Rest zum Reduzieren der Erze dient. Schmelz- und Reduktionskohle verhalten sich etwa wie 1:1. Schweden verbraucht jährlich $4\frac{1}{2}$ Mill. cbm Holzkohle; davon werden merkwürdigerweise nur 8 vH in Oefen hergestellt, die ganze übrige Menge wird in Meilern gewonnen, wodurch Unsummen an Nebenprodukten verloren gehen.

Mit 1 PS_{el} kann man nach den bisherigen Erfahrungen etwa 4 t Roheisen jährlich herstellen. Schweden hat noch unausgenutzt 772 800 PS = 500 000 PS_{el}, das entspricht rund 2 Millionen t Roheisen, was wiederum 3 500 000 t Eisenerzverbrauch im Jahre gleichkommt. Nach Brinell liefern die Trollhättafälle allein 150 000 PS = 94 000 PS_{el}, und diesen entsprechen 376 000 t Roheisen oder $^2/_3$ der jetzigen Roheisenerzeugung Schwedens, bei einem Erzverbrauch von 660 000 t.

Nun ist es aber in der allerjüngsten Zeit dem norwegischen Ingenieur Albert Hiorth gelungen, im elektrischen Ofen aus unreinen, für den Hochofenprozess bisher unbrauchbaren Eisenerzen und norwegischem Graphit, der an manchem Stellen des Landes in sehr großen Mengen vorkommt, gutes Eisen herzustellen. Die Versuche wurden im neuen elektrochemischen Institut der Technischen Hochschule in Kristiania ausgeführt. Die Rohmaterialien waren verhältnismäßig unrein; der verwendete Eisensand enthielt bis 13 vH Titansäure, der Graphit besaß rund 20 vH Kieselsäure; trotzdem zeigte das Fertigprodukt bei der Analyse keine Spur von Titansäure und nur 0,01 vH Kieselsäure. Auf diese Weise ist es Hiorth gelungen, sich auch hinsichtlich der zur Reduktion der Erze erforderlichen Kohle von der Steinkohle und damit auch vom Ausland unabhängig zu machen.

Ueber den gegenwärtigen Stand der Elektrostahlerzeugung hat Professor Eichhoff auf der letzten Hauptversammlung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute eingehend berichtet[1]. Ergänzend will ich nur hervorheben, daß der elektrische Ofen schon jetzt zur Herstellung von hochprozentigen Eisenlegierungen eine große Bedeutung erlangt hat. So erzeugt beispielsweise, um nur noch einige Zahlen zu nennen, die Société Anonyme Electrométallurgique nach dem Verfahren von Girod jährlich 5000 t 50prozentiges Ferrosilizium, 1000 t 30prozentiges Ferrosilizium, 2000 t Ferrochrom, 800 bis 900 t Ferrowolfram, etwa 50 t Ferromolybdän und 5 bis 10 t Ferrovanadium.

In solchen Ländern, die, wie Skandinavien, reich an Eisenerzen und Wasserkräften sind, kann sich im Laufe der Zeit eine neue Eisenindustrie entwickeln; wenn aber alle Eisen- und Kohlenschätze Europas und Amerikas erschöpft sein werden, dann wird im fernen Osten, in China, dessen Eisen- und Kohlenlager alles Bekannte in den Schatten stellen sollen, eine neue Weltindustrie erstehen und der Zug nach dem Westen vielleicht von neuem beginnen.

[1] Z. 1907 S. 73.

Zeitschriftenschau.[1]

(• bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Betrachtungen über die Verluste bei Ilgner-Förderanlagen und Bestimmung der wirtschaftlichsten Schlüpfung ihrer Anlaßmotoren. Von Becker. (El. Kraftbetr. u. Bahnen 4. Sept. 07 S. 485/93*) Eingehende rechnerische Behandlung der Aufgabe an Hand von Versuchen, die an Förderanlagen im Betrieb angestellt worden sind.

Dampfkraftanlagen.

Mechanical plant of the new City Hall, at Newark, N. J. Schluß. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 204/06*) Anlagen für Heizung und Lüftung des Gebäudes.

The »Sarco« feed-water analyser. (Engng. 6. Sept. 07 S. 344*) In der von Sanders, Rehders & Co. in London hergestellten Vorrichtung wird das Speisewasser zunächst durch eine oder mehrere Flüssigkeiten gefärbt und dann durch eine zweite Flüssigkeit entfärbt. Aus der Zahl der zum Färben und Entfärben erforderlichen Tropfen wird der Härtegrad nach einer Zahlentafel ermittelt.

Die Betriebsdampfkessel auf der Nürnberger Jubiläums-Landesausstellung 1906. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Aug. 07 S. 165/68*) Wasserrohrkessel von Babcock & Wilcox. Ausziehbarer Heizröhrenkessel von Esterer. Armaturen und Leitungen.

Typische Defekte von Wasserrohrkesseln. Von Hilliger. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Aug. 07 S. 97/99) Die Schäden bestehen im Aufreißen, Durchbrennen und Aufweiten der Wasserrohre sowie im Lockern der Einwalzstellen. Ursachen sind mangelhafte Bauart und ungeeignetes Material, Kesselstein, übermäßige Beanspruchung und äußere Einflüsse.

Eisenbahnwesen.

Die Umgestaltung der Eisenbahnanlagen zwischen Lehrte und Wunstorf. Von Schlesinger. (Glaser 1. Sept. 07 S. 85/93 mit 1 Taf.) Ausführlicher Bericht über die noch im Bau befindlichen Eisenbahnanlagen, die hauptsächlich aus einer zweiten Hauptbahn Wunstorf-Lehrte und aus einer Umgehungs-Güterbahn Hannover-Linden bestehen.

Les chemins de fer australiens. Von Privat-Deschanel. (Génie civ. 7. Sept. 07 S. 305/10*) Geschichtliche Entwicklung und gegenwärtiger Umfang des Eisenbahnnetzes der australischen Staaten. Hauptlinien und Anschlußbahnen. Angaben über Spurweite und Bauausführung. Bahnhöfe und rollendes Material. Fahrpreise. Unfälle. Forts. folgt.

Lancashire and Yorshire coal locomotive. Von Hughes. (Engineer 6. Sept. 07 S. 245 mit 1 Taf.) $^4/_4$-gekuppelte Zwillings-Verbundlokomotive von 394 und 560 mm Zyl.-Dmr., 660 mm Kolbenhub, 178 qm Heizfläche, 2,14 qm Rostfläche und 61,8 t Betriebsgewicht.

Scale and heat transmission. (Engineer 6. Sept. 07 S. 229/31*) Ergebnisse von Versuchen über den Wärmedurchgang durch Heizflächen, die im Ingenieurlaboratorium der Universität von Illinois an Lokomotiven ausgeführt worden sind.

Some facts and problems bearing on electric trunk-line operation. Von Sprague. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 07 S. 1127/1216* mit 4 Taf.) Eingehende Abhandlung über Ausrüstung der im Weichbilde von Städten liegenden Eisenbahnstrecken für den elektrischen Betrieb. Darstellung der Oberleitung, dritten Schiene, Stoßverbindungen, Lokomotiven verschiedener Bauarten und andrer Einzelheiten.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. (Glaser 1. Sept 07 S. 99/103*) Allgemeines und Ausdehnung des elektrischen Betriebes. Erzeugung und Verteilung der Energie. Forts. folgt.

Single-phase versus three-phase generation for single-phase railways. Von Armstrong. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 07 S. 1041/46*) Vergleich der Vor- und Nachteile der beiden Arten von Stromerzeugung für Wechselstrombahnen unter verschiedenen Verhältnissen.

The choice of frequency for single-phase alternating-current railway motors. Von Armstrong. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 07 S. 1047/53*) Der Verfasser spricht sich trotz vieler Nachteile für die Wahl einer Frequenz von 15 Per./sk statt 25 Per./sk aus.

Twenty-five versus 15 cycles for heavy railways. Von Storer. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 07 S. 1055/63) Der Frequenz von 15 Per./sk wird der Vorzug zugesprochen.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten und ihre Sonderheiten. Von Eichel. (El. Kraftbetr. u. Bahnen 4. Sept. 07 S. 481/84*) Elektrisch betriebene Eisenbahn-Kranwagen.

Rail expansion joints on the Thebes bridge. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 198*) Die rd. 178 mm weiten Stoßfugen werden durch ein außen anliegendes 1,2 m langes Paßstück aus Werkzeugstahl und eine innere Leitschiene überbrückt.

Eisenhüttenwesen.

Eine neue Richtmaschine für Schienen und Profile. (Stahl u. Eisen 4. Sept. 07 S 1284/86*) Die Richtmaschine von Karl Klingelhöffer in Grevenbroich für Normalschienen bis 45 kg m Gewicht und Profileisen bis 300 mm Höhe hat drei untere elektrisch angetriebene und zwei obere senkrecht verstellbare wagerechte Richtrollen sowie zwei Paar senkrechte Rollen.

[1] Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Eisenbahndrehbrücke im Duisburg-Ruhrorter Hafen. Von Ottmann und Loebell. (Zentralbl. Bauv. 7. Sept. 07 S. 484/88*) Die ungleicharmige rd. 10 m breite Brücke führt zwei Eisenbahngleise über den Durchstich, welcher die neuen Hafenanlagen mit dem Duisburg-Ruhrorter Kaiserhafen verbindet. Der längere Brückenarm hat 26,4 m Stützweite. Zum Antrieb dient ein 40pferdiger Drehstrommotor. Einzelheiten der Auflaufrollen und des Drehzapfens.

The Quebec Bridge superstructure details. Forts. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 210/11*) Die Querverbindungen.

Economical methods of highway bridge construction. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 216/17*) Auseinandernehmbares und in der Höhe verstellbares fahrbares Krangerüst mit Auslegern und Laufkatzen, angewendet von der York Bridge Co. in York, Pa., beim Bau der 540 m langen Straßenbrücke über den Susquehanna-Fluß in Berwick.

Tension tests of steel angles with various types of end-connection. Von McKibben. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 190/92*) Die Zerreißversuche sind im Massachusetts Institute of Technology mit 33 Winkeleisenverbindungen ausgeführt worden, um den Einfluß der Nietanordnung und die Festigkeit verschiedener Verbindungsarten zu prüfen. Ergebnisse.

Cost of reinforced concrete arch bridges. Von Carver. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 193*) Schaulinie über den Zusammenhang zwischen den Kosten und der Spannweite von elliptischen Betonbogenbrücken, aufgestellt auf Grund der Kostenberechnung dreier Brücken für 15, 22,5 und 30 m Spannweite einer elektrischen Ueberlandbahn in Massachusetts.

Elektrotechnik.

Vorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen nebst Ausführungsregeln. (ETZ 5. Sept. 07 S. 882/89*) Endgültige Fassung der vom Verbande Deutscher Elektrotechniker neu aufgestellten Vorschriften, die vom 1. Januar 1908 an gelten. Die Vorschriften erstrecken sich nicht auf elektrische Bahnen, Fahrzeuge, elektrochemische Betriebe und Bergwerkanlagen, für die gesonderte Bestimmungen bestehen, ebenso nicht auf im Erdboden verlegte Leitungsnetze, Probierräume und Laboratorien.

Cos Cob power station of the New York, New Haven and Hartford Railroad Co. (El. World 31. Aug. 07 S. 407/12*) Das am Mianus-Fluß unweit vom Long Island-Sund gelegene Kraftwerk ist mit drei 3000 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamos ausgerüstet, die Wechselstrom und Drehstrom liefern können. Ausführliche Darstellung des mit umfangreicher Kohlenförderanlage versehenen Werkes.

Kern River No. I power plant of the Edison Electric Company, Los Angeles. IV. (El. World 31. Aug. 07 S. 401/06*) Fernleitung und Umformerwerke.

Ein modernes Elektrizitätswerk. Von Müllendorff. (Glaser 1. Sept. 07 S. 94/99*) Darstellung des Elektrizitätswerkes der Stadt Eberswalde, das mit zwei 200 KW-Turbodynamos der A. E. G. für Gleichstrom von 500 V ausgerüstet ist. Die Dynamos sind mit Spannungsteiler und Ausgleichwicklung versehen.

Standardization rules of the American Institute of Electrical Engineers. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Juli 07 S. 1077/1106) Normen für Prüfungen und Versuche an elektrischen Maschinen, Transformatoren und andern Geräten.

Ueber den Einfluß der Wendepole auf die Wirkungsweise von Generatoren und Motoren. Von Zipp. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Sept. 07 S. 687/92*) Untersuchung der Frage auf rechnerischem und zeichnerischem Wege.

Erd- und Wasserbau.

Ein neuer Handels- und Industriehafen in Frankfurt a. M. (Deutsche Bauz. 7. Sept. 07 S. 505/07*) Der geplante neue Osthafen beginnt 720 m oberhalb der Obermainbrücke und zerfällt bei 3,5 km Gesamtlänge in zwei durch die Offenbacher Schleuse verbundene Teile. Lageplan und Angaben über die Entwicklung des Frankfurter Hafenverkehres. Schluß folgt.

The land and water terminal of the Seaboard Air Line Railway at Savannah, Ga. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 193/95*) Der Hafen umfaßt gegenwärtig drei 60 m breite Becken von 600, 410 und 340 m Länge und 6,7 m mittlere Tiefe. Lageplan und Verteilung der Schuppen. Kritik der Anlage.

Die Hafenanlagen von Batavia. Von Giese und Blum. (Deutsche Bauz. 4. Sept. 07 S. 498/502*) Der 7 km östlich der Stadt gelegene Hafen ist mit der Stadt durch eine Anschlußbahn mit Pendelbetrieb verbunden. An der einen rd. 1160 m langen Seite sind 7 fast ganz aus Eisen erbaute Schuppen von je 144 m Länge angeordnet.

Stone breakwater construction at Huron, Ohio. Von Howe. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 183/84*) Die 540 m lange Mole ist hauptsächlich aus Steinblöcken bis zu 5 t Gewicht erbaut. Zum Bau diente ein auf der Molenkrone fahrbarer Auslegerkran.

An unloading machine for dump cars in building embankments. (Eng. News 22. Aug. 07 S. 184*) Die Einrichtung von F. F. Lloyd zum Aufschütten von hohen Dämmen, die beim Bau der Western Pacific Ry. verwendet worden ist, besteht aus einer am jeweiligen Ende der Dammkrone befindlichen kreisrunden Gleisschleife, über die die Kippwagen durch ein Seil hinweggezogen werden.

Movable crest dams at the water power development of the Chicago drainage canal. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 194/96*) Das in der Nähe von Lockport, Ill., zu errichtende Kraftwerk soll bei 17000 cbm/min Wassermenge im Mittel 33000 PS liefern. Zum Aufstauen des Wassers in dem auf 156 m erweiterten Einlaufbecken dienen zwei 3,6 und 14,4 m lange Schützen aus Eisenkonstruktion von der Form eines Kreisausschnittes mit 7,8 m Halbmesser, die bis zu 5,4 m Stauhöhe ergeben.

A buttressed concrete dam. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 214/15*) Auf den alten 6,9 m hohen, rd. 105 m langen Steindamm ist ein 2,1 m hohes Stück aus Beton aufgesetzt, und zugleich ist die Rückseite mit einer Betonschicht und mehreren Rippen aus Beton verstärkt worden.

Gasindustrie.

Der Einfluß der Ferndruckleitungen auf Leuchtkraft und Heizwert des Leuchtgases. Von Zollikofer. (Journ. Gasb.-Wasserv. 31. Aug. 07 S. 812/14) An der Gasfernleitung für St. Gallen sind von Fliegner Versuche angestellt worden, die ergeben haben, daß Leuchtkraft und Heizwert durch die lange Leitung und den hohen Druck nicht ungünstig beeinflußt werden.

Gesundheitsingenieurwesen.

Ueber die Besichtigung von Anlagen zur Reinigung städtischer Abwässer in England. Von Hartstein. (Prot. Petersb. Polyt. Ver. 07 Heft 1 S. 2/22) Auszug aus dem von Tjaden und Graepel, Bremen, erstatteten Bericht. Allgemeine Entwicklung der Anlagen. Uebersicht über die besichtigten Anlagen nach ihrer Arbeitweise: Unmittelbare Ableitung in Vorfluter; Rieselfelder; Vorbehandlung unter Zusatz von Chemikalien; Vorbehandlung in Faulbehältern. Rückstände. Betriebskosten.

Atlantic City sewer construction. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 201/02*) Die im Laufe dieses Jahres unternommenen Arbeiten erstrecken sich auf den Bau von 1,38 km Sammelleitungen und eines 6 m tiefen Sammelbeckens von 7,5 m Dmr., das aus Beton gemauert und auf einem Pfahlrost gegründet ist.

Gießerei.

Die Eisengießerei der Firma H. Bovermann Nachf. (Stahl u. Eisen 4. Sept. 07 S. 1277/83* mit 1 Taf.) Die Graugießerei umfaßt eine Abteilung für schweren Guß bis zu 40 t Stückgewicht und eine solche für kleinere Gußstücke und Massenartikel. Gegenwärtig sind 400 Arbeiter beschäftigt und werden täglich 45 bis 60 t Eisen vergossen. Transportverhältnisse, Sandaufbereitung, Hauptgießhalle, Putzerei, Nebenwerkstätten, Kraft- und Lichtanlage, Modellager, Kühlturm und Roheisenlager.

Versuche über Entschwefelung des Gießereieisens beim Schmelzen im Kupolofen. Von Eckwaldt. (Gießerei-Z. 1. Sept. 07 S. 513/16) Bei den auf der Alexandrowski-Hütte in Ekaterinoslow angestellten Versuchen sind die gleichen Eisensorten einmal ohne Zuschläge, einmal mit Kalk, einmal mit Kalk und Manganerz und einmal mit Kalk und Spiegeleisen eingeschmolzen worden. In den beiden letzten Fällen sind günstige Ergebnisse erzielt worden.

Molding a tapering pipe bend. Von Buchanan. (Am. Mach. 7. Sept. 07 S. 258/59*) Zum Einformen dieses Rohrkrümmers wird ein zweiteiliges eisernes Skelett verwendet.

Aluminium alloy founding practice. Von Dolnar. (Am. Mach. 7. Sept. 07 S. 262/65*) Die Allyne Brass Foundry Co., die drei Gießereien in Cleveland, Detroit und Buffalo besitzt, stellt hauptsächlich Gußteile für Motorwagen aus einer Aluminium-Kupfer-Nickel-Legierung her. Schwierigkeiten beim Schmelzen und Gießen der Legierung und Darstellung verschiedener Schmelzöfen.

Hebezeuge.

Ponton-bigue de 60 tonnes, à portée variable, employé au Canal de Suez. Von Dantin. (Génie civ. 31. Aug. 07 S. 289/92* mit 1 Taf.) Der Schwimmkran hat 12 m größte Ausladung vom Bordrand und 23 m höchste Hakenstellung über Wasser. Zum Heben dient eine zweizylindrige Dampfmaschine, zum Neigen des Scherengerüstes ein Druckwasserzylinder, der aus einer Dampfpumpe gespeist wird.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Der Temperley-Verlader. Von Stephan. (Dingler 7. Sept. 07 S. 561/65*) Darstellung des Gesamtaufbaues, der Laufkatze mit Flasche und Förderkurbel sowie der Winde der bekannten Verladeeinrichtung. Verschiedenartige Ausführungen.

Maschinenteile.

Absperr- und Steuerungsventile für hochüberhitzten Dampf. (Z. Dampfk. Maschbtr. 4. Sept. 07 S. 363/65*) Abdruck des von Czernek erstatteten Berichtes: Einfaches Steuerventil und mit einem Kolbenschieber verbundenes Glockenventil. Absperrventile mit Nickel- oder Nickelbronze-Sitzflächen.

Hopkinson's automatic »Explosion« valve. (Engng. 6. Sept. 07 S. 345*) Selbstschlußventil von J. Hopkinson & Co. in Huddersfield.



Neuere Herstellungsweisen der Transmissionsseile. Von Schulz. (Dingler 7. Sept. 07 S. 565/69*) Anforderungen an den Rohstoff. Anlegemaschine, vereinigt mit erster und zweiter Strecke. Hechelmaschine und Streckenmaschinen. Seilfadenspinnmaschinen. Schluß folgt.

Materialkunde.

Belastungsprobe eines Eisenbetonkanals. (Schweiz. Bauz. 7. Sept. 07 S. 125/27*) Bericht über Versuche an einem 3 m langen Probestück eines Kanalkörpers aus Eisenbeton von etwa 2,4 m lichter Breite, 1,7 m lichter Höhe und 120 mm Wandstärke.

Mechanik.

Ein Weg zur analytischen und graphischen Behandlung des mit Eisen armierten Betonquerschnittes bei möglichster Anpassung an die wirklichen Spannungs-Dehnungskurven des Betons. Von Pokorny. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 6. Sept. 07 S. 633/38*)

Meßgeräte und -verfahren.

Spannungs- und Kapazitätsmessungen an Trockenelementen. Von Stäbli. (ETZ 5. Sept. 07 S. 869/70*) Die Messungen an drei verschiedenen Arten von Trockenelementen wurden nach einem Verfahren ausgeführt, bei dem mehrere Elemente gleichzeitig unter Benutzung nur eines Galvanometers und eines Strommessers untersucht werden.

Optical pyrometry. Von Holborn. (Engng. 6. Sept. 07 S. 345/47) Fachbericht über die Fortschritte auf dem Gebiet der Strahlenwärmemesser für Temperaturen über 1200° C und über die Theorie des strahlenden schwarzen Körpers.

Ueber Heizwertbestimmung von Gasen. Von Pleyer. (Journ. Gasb.-Wasserv. 7. Sept. 07 S. 831/32*) Darstellung eines einfachen Heizwertmessers von Dr. Gräfe, bei dem die Erwärmung von 1 ltr Wasser durch eine bestimmte verbrannte Gasmenge beobachtet wird. Das Gerät wird mit einem Junkersschen Heizwertmesser geeicht und dient für Messungen mit 3 vH Fehlergrenze.

Metallbearbeitung.

Speeds on the grinding machine. Von Noyes. (Am. Mach. 7. Sept. 07 S. 256/57) Die Ergebnisse der vom Verfasser angestellten Versuche sollen beweisen, daß mehr als 6 bis 8 verschiedene Geschwindigkeiten bei der Schleifmaschine überflüssig sind.

Making a sub-press die. Von Hyatt. (Am. Mach. 7. Sept. 07 S. 255*) Herstellung einer vollständigen Stanzeinrichtung. Bearbeitung der Grundplatte, des Gehäuses, des Stempels und des Abstreifers.

Ueber Versuche mit Lötmitteln. Von Lippmann. Schluß. (ETZ 5. Sept. 07 S. 875/78*) Ausführung elektrischer Prüfungen an Lötmitteln.

Motorwagen und Fahrräder.

Bewegungsverhältnisse und Antriebsart bei Kraftfahrzeugen. Von Weiß. (Motorw. 31. Aug. 07 S. 704/08*) Untersuchungen über die Bewegungswiderstände und das Verhalten der Wagen beim Lenken. Gleiten der Lenkräder. Forts. folgt.

Die Lenkung der Kraftfahrzeuge. Von Valentin. Forts. (Motorw. 31. Aug. 07 S. 697/704*) Zahnabmessungen und Untersuchung der Selbsthemmung von Schneckengetrieben. Schraubensteuerungen. Forts. folgt.

Papierindustrie.

Neuerungen in der Papierfabrikation. Von Haußner. Forts. (Dingler 7. Sept. 07 S. 569/72*) Halb- und Ganzstofferzeugung. Holländer. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Pumping plant for the New South Dock, Cardiff. (Engng. 6. Sept. 07 S. 331) Die Pumpanlage dient zum Auffüllen des 780 m langen, 240 m breiten und 15 m tiefen Kammerhafens, der durch eine 260 m lange und 27,4 m breite Schleuse zugänglich ist, und umfaßt drei Dreifach-Expansionsmaschinen je von 900 PSi, die je eine Kreiselpumpe von 450 cbm/min Leistung bei 4 m Druckhöhe mit 105 Uml/min antreiben.

A new development in air compressors. (Am. Mach. 7. Sept. 07 S. 249/52*) Bei dem dargestellten Kompressor der Nordberg Manufacturing Co. für wechselnde Leistung wird der Einlaß durch Drehschieber gesteuert. Bei geringen Leistungen expandiert die angesaugte Luft noch weit unter Atmosphärendruck, bevor sie verdichtet wird.

Schiffs- und Seewesen.

Train-ferry steamer »Lucia Carbo« for the Entre Rios Railway. (Engng. 6 Sept. 07 S. 332/33*) Die für eine 80 km lange Fahrstrecke auf dem Rio de la Plata bestimmte Dampffähre ist 84,5 m lang, 17 m breit und nimmt die zu überführenden Eisenbahnwagen auf drei Gleisen auf. Die Fähre wird durch zwei Dreifach-Expansionsmaschinen angetrieben und erreichte auf der Probefahrt 14½ Knoten Geschwindigkeit bei 2250 PSi Maschinenleistung.

Unfallverhütung.

Die Untersuchungsergebnisse der Transvaaler Seilfahrtkommission. Von Undeutsch. (Glückauf 31. Aug. 07 S. 1097/1104*) Die Untersuchungen haben sich auf die Fangvorrichtungen von Schweder, Garvin und Undeutsch erstreckt.

Wasserversorgung.

Das Wasserversorgungswesen in Württemberg. Von Groß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 31. Aug. 07 S. 805/09*) Entstehung und allmähliche Ausbildung der Anlagen für Wasserversorgung unter Berücksichtigung der kleineren Landgemeinden.

Die Wasserversorgung der Station Petersburg der Petersburg-Witebsker Eisenbahn. Von Hartstein. (Prot. Petersb. Polyt. Ver. 07 Nr. 1 S. 32/51 mit 1 Taf.) Das aus dem Obwodny-Kanal gespeiste, mit drei Worthington-Dampfpumpen ausgerüstete Wasserwerk versorgt den Personenbahnhof, den Güterbahnhof und den Verschiebebahnhof. Verunreinigungen des Wassers. Klärbrunnen. Pumpen. Druckleitung. Verteilnetz. Kosten der ganzen Anlage.

Some notes on Oriental water-works. Von Johnson. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 207/09*) S. Zeitschriftenschau v. 1. Juni 07. Wasserwerke vieler kleinerer japanischer Städte. Wasserwerke in Shanghai, Singapore, Bethmangala und Kalkutta.

Druckluftfüllvorrichtung für Windkessel. Von Wagner. (Glaser 1. Sept. 07 S. 104/05*) Die Vorrichtung besteht aus einem Hülfsluftbehälter, aus dem die Luft durch Wasser aus dem Wasserraum des Windkessels in den Luftraum des Windkessels gedrückt wird.

A reinforced concrete water tower at Anaheim. (Eng. Rec. 24. Aug. 07 S. 203/04*) Der 28,3 m hohe Wasserturm besteht aus einem Behälter von 9,25 m Dmr. und 9,6 m Höhe, der auf 12 quadratischen Säulen ruht. Behälter, Säulen mit Verstrebungen und die quadratische, 0,9 m dicke Grundplatte sind aus eisenverstärktem Beton hergestellt.

Zementindustrie.

Mortar and concrete mixtures. Von Challoner. (Engineer 6. Sept. 07 S. 243/44*) Der Aufsatz behandelt die verschiedene Zusammensetzung von Mörteln und den Einfluß der Zusammensetzung auf Festigkeit, Abbindezeit und Kosten.

Rundschau.

Die A.-G. für Maschinenbau vorm. Brand & Lhuillier in Brünn hat in den letzten 2 Jahren 67 Tischbein-Kessel mit der in Fig. 1 bis 3 dargestellten **Vorrichtung** (Patent Hermann Jankowsky) versehen, die **zum Regeln der Ueberhitzungstemperatur** dient, gleichzeitig eine lebhafte Wasserbewegung im Kessel hervorruft und die Wärmeverluste verringert.

Der im Ueberhitzer auf 400 bis 500° gebrachte Dampf wird zum Regler R geleitet und hier durch eine Klappe in 2 Teilströme zerlegt. Der größere Strom geht durch den Kühler K, gibt hier, ohne die Sattdampftemperatur zu erreichen, einen Teil seiner Wärme an das Kesselwasser ab und mischt sich nach dem Verlassen des Kühlers mit dem zweiten Dampfstrom, der noch die im Ueberhitzer erlangte Temperatur besitzt. Durch entsprechendes Einstellen der Klappe läßt sich fast augenblicklich jede beliebige Mischtemperatur erzielen.

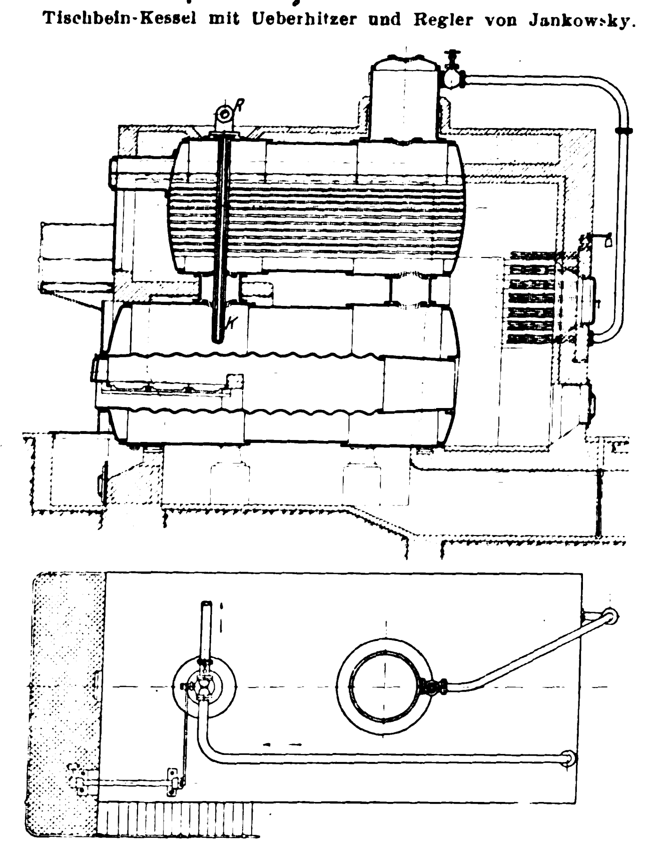
Schwankungen der Ueberhitzertemperatur, die z. B. durch geänderte Dampfentnahme oder stärkeres Feuern verursacht sein können, werden vom Regler selbsttätig ausgeglichen, da der mit höherer Temperatur durch den Kühler strömende Dampf mehr Wärme an das Wasser abgibt als weniger hoch erhitzter.

Bei einem am 22. August 1906 in der Tuchfabrik von Löw-Beers Söhne in Brünn durchgeführten Versuch betrugen die höchsten und geringsten Temperaturen vor dem Regler 534° und 418°, hinter dem Regler 328° und 290°.

Diese dämpfende Wirkung wird namentlich für den Dampfturbinenbetrieb wertvoll sein. Die übliche Regelung mit Hülfe einer Klappe oder eines Schiebers in der Ueberhitzerkammer ist weit unvollkommener und hat den Nachteil, daß die Klappe, falls sie wirklich zum Regeln, nicht bloß zum Absperren dient, vom Feuer stark angegriffen wird.

Die vom Heißdampf während seines Weges durch den Kühler abgegebene Wärme bewirkt eine lebhafte Verdampfung des Kesselwassers und ruft dadurch eine kräftige Umlaufbewegung hervor, die neben andern bekannten Vorteilen die Wärmeaufnahmefähigkeit der Kesselheizfläche erhöht. Da

Fig. 1 und 2.
Tischbein-Kessel mit Ueberhitzer und Regler von Jankowsky.



ferner der Ueberhitzer den Rauchgasen mehr als doppelt so viel Wärme entzieht als bei den üblichen Heißdampftemperaturen von 300 bis 350°, ist die mittlere Temperatur in der Ueberhitzerkammer und den darauffolgenden Zügen geringer, somit auch die Wärmeabgabe durch das Mauerwerk. Bei den erwähnten Versuchen [1]) war der Gesamtwirkungsgrad der Anlage bei eingeschaltetem Regler um fast 6 vH höher als ohne Regler.

Fig. 3.
Temperaturregler nach Jankowsky.

Leider wurden die Temperaturen des Dampfes und der Gase an zu wenigen Stellen gemessen, so daß die Vorgänge bei der Wärmeaufnahme und -abgabe rechnerisch nicht vollständig verfolgt werden können.

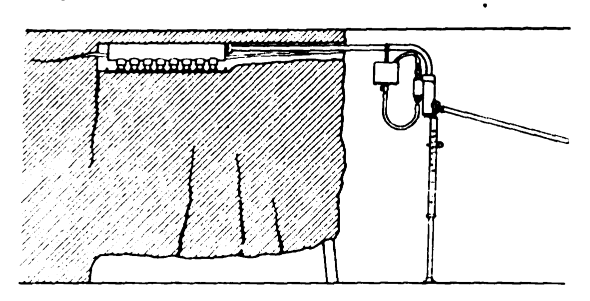
Der Regler, der bisher nur in Tischbein-Kessel eingebaut wurde, kann entsprechend abgeändert natürlich auch bei andern Kesseln verwendet werden. Der erwähnte Doppelkessel mit nur einem Dampfraum und zwei Verbindungsstutzen eignet sich aber besonders gut für den Regler, weil der Kühler in dem kurz gebauten Kessel einen lebhaften, dem Heizgasstrom entgegengerichteten Wasserkreislauf hervorruft, der die Dampfblasen abstreicht, die Temperaturen der beiden Mäntel ausgleicht und das Auftreten von Wärmespannungen verhindert. Auch kann der Ueberhitzer, da er von sehr heißen Gasen bestrichen wird, die erst rd. 1/6 der Kesselfläche berührt haben, kleine Abmessungen erhalten, obwohl er ziemlich nassen Dampf hoch erhitzen muß.

Köln a. Rh. C. Volk.

In mehreren Staatswerken des Saarbezirkes: Grube Gerhard zu Louisental, Grube Friedrichstal und Grube Camphausen, sind seit mehreren Monaten Versuche mit einer **hydraulischen Prefsvorrichtung zur Hereingewinnung unterschrämter Kohlenstöfse** vorgenommen worden [2]). Die Vorrichtung, die in England bereits seit einigen Jahren verwandt worden ist, bietet in Gruben mit starker Schlagwetter- und Kohlenstaubentwicklung gegenüber der Verwendung von Sprengstoffen den Vorteil eines gefahrlosen Betriebes; sie ist daher mit Rücksicht auf die wirtschaftlich nicht ungünstigen Ergebnisse der erwähnten Versuche wohl geeignet, in zahlreichen Fällen die Schießarbeit im Abbau zu verdrängen, während sie in Vorrichtbetrieben der Arbeit mit der Keilhaue aus Gründen der Zweckmäßigkeit und Billigkeit vorzuziehen sein wird.

Wie Fig. 4 zeigt, besteht die Vorrichtung aus einem wagerechten Stahlzylinder von 75 mm Dmr. und 500 mm Länge mit 8 kleinen, senkrecht austretenden Preßkolben, unter die ein Flacheisen geschoben wird, damit sie gleichzeitig wirken. Nachdem der Kohlenstoß unterschrämt ist, werden die 80 mm weiten Bohrlöcher für den Zylinder hergestellt, der Zylinder

Fig. 4.
Hydraulisches Abbrechen unterschrämter Kohlenstöße.



eingeführt und die Kolben mit der Handpumpe unter 200 at Druck gebracht. Der Kohlenstoß reißt beim allmählichen Heraustreten der Kolben über der Schramfläche ab und bricht in der Regel, ohne umzustürzen, herein. Die Zahl der Bohrlöcher richtet sich nach der Breite des Schrames, der Beschaffenheit der Kohle und der Mächtigkeit des Flözes. Im Abbau beträgt ihre wagerechte Entfernung vom Ende des Schrames 1 m und voneinander 2 m, in Vorrichtbetrieben wegen der kleineren Schramfläche weniger; in mächtigeren Flözen müssen bis 3 Reihen Löcher übereinander gebohrt werden. Bei Schramtiefen von 1,30 bis 2 m sind die Bohrlöcher etwa 1 bis 1,30 m tief.

Fig. 5 und 6. Stahlzylinder und Preßkolben.

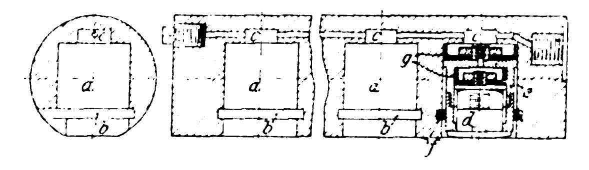
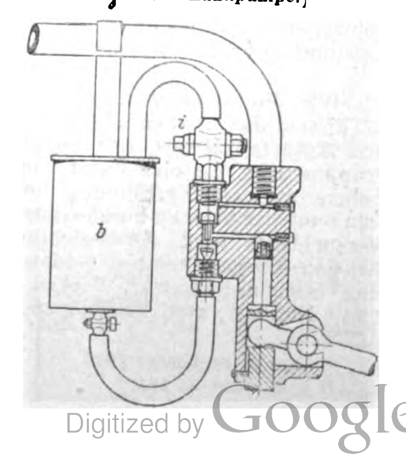


Fig. 5 und 6 zeigen den Bau des Stahlzylinders und der Kolben. Die Preßkolben bewegen sich in gesonderten Höhlungen *a*, die mit einer Nut *b* versehen sind, und denen das Druckwasser durch den Kanal *c* zugeführt wird. Sie bestehen aus 2 Teilen *d* und *e*, die wiederum aus je 2 Teilen zusammengeschraubt sind. Beim Einbau wird zuerst der untere Teil von *e*, in den der untere Teil von *d* geschoben ist, eingebracht, sodann der Ring *f* in die Nut *b* geschoben und die oberen Teile von *e* und *d* nacheinander auf ihre Unterteile geschraubt. Beim Pressen wird der Hub des inneren, den Druck übertragenden Kolbens *d* durch den oberen Ansatz von *e*, der Hub des Kolbens *e* durch den Ring *f* begrenzt. Die beiden Kolben sind durch Stulpen *g* aus Guttapercha abgedichtet.

Fig. 7. Handpumpe.



Zum Betrieb der Vorrichtung ist nur reines Wasser zu verwenden, da die Teile sonst leicht verschleißen und undicht werden. Das Wasser wird von der Handpumpe aus dem am Verbindungsrohr angehängten Behälter *b*, Fig. 7, durch einen Gummischlauch angesaugt. Durch den Hahn *i* kann man das

---

[1]) Heizfläche des Kessels 230 qm, des Ueberhitzers 30 qm, des Kühlers 3,5 qm. Heizwert der Kohle 6640 WE. Kohlenersparnis in 10 Betriebstunden rd. 1/3 t.

[2]) nach dem Bericht von Bergassessor Mentzel in »Glückauf« vom 3. Aug. 1907.

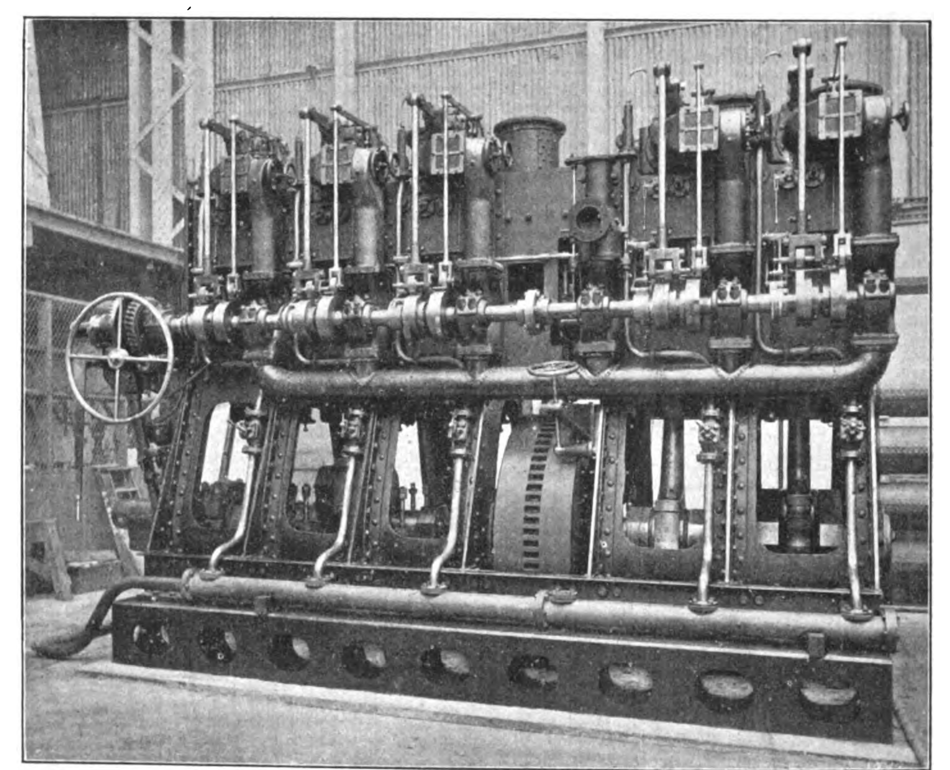
Preßwasser nach Beendigung der Preßarbeit nach b zurückfließen lassen.

Das Gewicht der gesamten von der Gesellschaft für Förderanlagen Ernst Heckel in St. Johann-Saarbrücken gebauten Vorrichtung beträgt rd. 25 kg. Das Abpressen eines Loches dauert nicht länger als 5 min, während zum Besetzen und Wegtun eines Sprengschusses 20 min einschließlich einer Wartezeit von 10 min erforderlich sind.

Erfolgreiche Versuche mit einer **großen Sauggasmaschine für Schiffsbetrieb** haben kürzlich in England stattgefunden. Die Maschine von etwa 500 bis 600 PS$_i$ ist nach den Angaben des Ingenieurs E. Capitaine auf der Werft von William Beardmore & Co. in Dalmuir bei Glasgow gebaut. Für die Versuchfahrten wurde ein älteres Kanonenboot der britischen Marine benutzt, in das man die Maschine eingebaut hatte. Die einfachwirkende Maschine hat fünf Zylinder von je 610 mm Dmr. bei 650 mm Hub. Bemerkenswert ist die Konstruktion des Maschinenrahmens, der aus Stahlblechplatten hergestellt ist. Hieran sind die Zylinder, welche einfache Hohlgußstücke darstellen, verschraubt. Durch diese Konstruktion wird natürlich sehr große Leichtigkeit der ganzen Maschine erreicht und trotzdem die Festigkeit gewahrt. Zum Anlassen dient ein explosives Gasgemisch von geringem Druck. Der Aufbau der Maschine ist aus Fig. 8 ersichtlich. Durch besondere Leitungen läßt sich jeder Zylinder einzeln während des Ganges der Maschine ausschalten. Der Gaserzeuger ist so gebaut, daß auch Kohle von minderwertiger Beschaffenheit in ihm verwendet werden kann. Bei den Versuchen wurde z. B. eine Kohle, die nur 15 sh/t kostete, vergast. Die Dampferzeuger für den Gasgenerator sitzen an den Zylindern und werden unmittelbar von diesen erwärmt; nur ein Teil des beständig durchfließenden Seewassers wird hier verdampft, während der überschüssige Teil abfließt, nachdem er zuvor seine Wärme an das neu eintretende Wasser abgegeben hat. Hierdurch wird der Wärmeverlust nach Möglichkeit beschränkt, und das Wasser behält seine Wärme bei.

Fig. 8.

Sauggasmaschine von 500 bis 600 PS für Schiffbetrieb.



Auf die Ergebnisse der Probefahrten und die Konstruktionseinzelheiten der Maschine gedenken wir in einer späteren Veröffentlichung zurückzukommen.

Bei derselben Firma geht eine zweite doppeltwirkende Schiffsgasmaschine Capitainescher Bauart von etwa 1000 PS Leistung ihrer Vollendung entgegen.

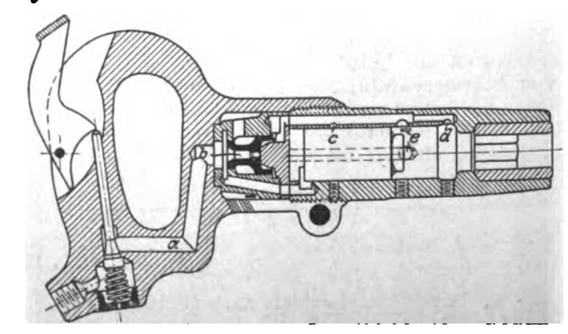
Wie die Allgemeine Automobil-Zeitung[1]) mitteilt, findet in diesem Jahre zum erstenmal eine große **Prüfungsfahrt mit Motorfahrzeugen der Versuchsabteilung der Verkehrstruppen** statt, die eine Fahrt von Berlin nach Posen mit Teilnahme an der Angriffübung bei Posen und eine Transportfahrt auf der Strecke Posen-Glatz-Berlin umfassen soll. Diese Versuchfahrt wird voraussichtlich 6 bis 7 Wochen dauern. An den Fahrten nehmen 6 schwere Lastzüge teil, einer von den Siemens-Schuckert-Werken mit 5 Anhängewagen und 13,5 t Nutzlast, zwei Freibahnzüge[2]) mit je 4 Anhängern und 13,5 t Nutzlast, zwei Fowlersche Dampflastzüge und ein Lastzug der Neuen Automobil-Gesellschaft. Die genannten Fahrzüge bilden die schwere Kolonne der Uebungsfahrt mit insgesamt 55,5 t Nutzlast. Die leichte Kolonne, die sich aus 12 Motorwagen mit Anhängern zusammensetzt, und der außerdem 4 einzelne Lastwagen zugeteilt werden, kann insgesamt 82 t Nutzlast befördern. Unter den Fahrzeugen der leichten Kolonne sind insbesondere die beiden Daimler-Lastzüge mit Vierräderantrieb und 3 Wagen von Stoltz hervorzuheben.

[1]) vom 6. September 1907.
[2]) s. Z. 1907 S. 121.

Das bayerische Verkehrsministerium beabsichtigt, die bisher der Lokalbahn A.-G. gehörige Strecke Murnau-Garmisch-Partenkirchen für den Staat anzukaufen, als Vollbahn zu betreiben und durch eine neue **Bahn Garmisch-Mittenwald-Landesgrenze** eine kürzere Verbindung von München nach Innsbruck zu schaffen, die durch die österreichische Strecke Scharnitz-Innsbruck vervollständigt wird. Außerdem plant die Bayerische Staatsbahn eine **Bahn Garmisch-Griesen-Landesgrenze**, die laut Staatsvertrag von 1904 ebenfalls durch eine österreichische Strecke über Lermoos-Reutte bis zum Inntal ergänzt wird. Der Bau der Strecke Garmisch-Griesen ist nunmehr insofern sichergestellt, als die von der bayerischen Regierung verlangte kostenlose Ueberlassung des für den Bau der Bahn erforderlichen Grundes und Bodens vom Distriktrat Garmisch bewilligt worden ist.

Von der Dayton Pneumatic Tool Co. wird ein **Drucklufthammer mit selbsttätig gesteuertem Ventil** hergestellt, s. Fig. 9, der bei verhältnismäßig geringer Länge der Kolbenbahn lange Hübe ergibt und sich daher insbesondere für die Ausführung von Nietungen eignet[1]). Die durch die Bohrung a zuströmende Druckluft treibt zunächst das Ventil b vor sich her, bis seine innere Oeffnung verschlossen wird, und tritt hinter den Kolben, der darauf seinen Arbeithub macht. Gegen Ende des Hubes wird die Oeffnung c vom Kolben freigegeben, so daß die Luft an die Unterseite des Ventiles b gelangen und dieses gegen den Handgriff hin verstellen kann. Durch die Höhlung des Ventiles und die Oeffnung d gelangt sodann Druckluft vor den Kolben, der bei seinem Rückprall

Fig. 9. Drucklufthammer mit selbsttätig gesteuertem Ventil.



[1]) The Iron Trade Review 1. August 1907.

die Oeffnung *c* verschlossen hat, während gleichzeitig auf der andern Seite des Kolbens durch die äußere Einschnürung des Ventiles in seiner neuen Stellung der Einströmkanal mit der Außenluft verbunden wird. In dem Augenblick, wo der Kolben die Auspufföffnungen *e* freigibt, wird das Ventil *b* wieder vorgedrückt und abermals Druckluft hinter dem Kolben eingelassen. Allerdings findet in diesem Augenblick ein größerer Verlust an Druckluft statt, da, wenn auch nur auf ganz kurze Zeit, Einströmung und Auspuff miteinander verbunden sind. Außerdem dürften weitere Verluste an der vorderen Oeffnung des Zylinders zu erwarten sein, die durch den kantigen Ansatz des Werkzeuges nicht genügend dicht verschlossen ist.

Der 15te Band des Werkes »The Mineral Industry« bringt die Statistik der **Gesamtroheisenerzeugung**[1]) im verflossenen Jahre im Vergleich mit der des Vorjahres, wie die folgende Zusammenstellung zeigt:

Name des Landes	Menge des erblasenen Roheisens 1906 t	Menge des erblasenen Roheisens 1905 t	somit 1906 mehr
Vereinigte Staaten von Amerika	25 712 106	23 360 258	2 351 848
Deutschland einschließl. Luxemburg	12 478 067	10 987 623	1 490 444
Großbritannien und Irland	10 210 178	9 746 221	463 957
für die drei Hauptländer	48 400 351	44 094 102	4 306 249
für die ganze Erde	59 074 861	54 054 783	5 020 078

Demnach belief sich die Zunahme für die ganze Erde gegenüber dem Vorjahr auf 9,3 vH, und zwar haben die Vereinigten Staaten rd. 10 vH, Deutschland fast 14 vH und Großbritannien nicht ganz 5 vH Zunahme zu verzeichnen.

Ueber die Erzeugung von **Flußeisen** gibt die nachstehende Uebersicht Auskunft:

Name des Landes	Menge des erzeugten Flußeisens 1906 t	Menge des erzeugten Flußeisens 1905 t	somit 1906 mehr
Vereinigte Staaten von Amerika	23 738 587	20 354 291	3 384 296
Deutschland einschließl. Luxemburg	11 135 085	10 066 553	1 068 532
Großbritannien und Irland	6 565 670	5 983 691	581 979
für die drei Hauptländer	41 439 342	36 404 535	5 034 807
für die ganze Erde	49 902 079	43 900 648	6 001 431

Somit ist hier eine Gesamtsteigerung von 12 vH gegen das Vorjahr zu verzeichnen, und zwar beträgt die Zunahme bei den Vereinigten Staaten 16,6 vH, bei Deutschland 10,6 vH und bei Großbritannien 9,7 vH. Hiernach hat die erhebliche Steigerung sowohl der Roheisen- wie auch der Flußeisenherstellung angehalten, wennschon die Gesamtsteigerung des Jahres 1905 gegenüber 1904, welche 17,3 bezw. 21,4 vH betrug, nicht erreicht worden ist. (Stahl und Eisen vom 28. August 1907)

Der englische Schnelldampfer **»Lusitania«** hat nach Meldungen der Tageszeitungen auf der ersten transatlantischen Reise eine mittlere **Ozeangeschwindigkeit von 23,01 Seemeilen** erzielt. Es wäre allerdings verfrüht, nach dieser ersten Reise bereits ein endgültiges Urteil über die Geschwindigkeitseigenschaften des neuen Dampfers fällen zu wollen. Aber es sei doch hervorgehoben, daß wir mehrere deutsche Schnelldampfer besitzen, deren mittlere Ozeangeschwindigkeit größer als 23 Knoten ist. Von den drei deutschen Dampfern »Deutschland«, »Kronprinz Wilhelm« und »Kaiser Wilhelm II«, die sämtlich bereits mehrere transatlantische Reisen mit 23,5 Knoten durchschnittlicher Geschwindigkeit gefahren haben, ist besonders die Leistung der »Deutschland« bemerkenswert, die nach dem Bauvertrag auf dem Ozean nur 22 Knoten im Mittel fahren sollte, deren beste Reise innerhalb der ersten drei Monate ihres Dienstes aber bereits Geschwindigkeiten von 23,02 Knoten auf der Fahrt von Cherbourg nach New York und 23,36 Knoten auf der Rückfahrt von New York aufzuweisen hatte[1]). Die beste Leistung aller deutschen Dampfer wurde auf einer Reise des Dampfers »Kaiser Wilhelm II« von Sandy Hook (New York) nach Eddystone (Plymouth) mit 23,58 Knoten durchschnittlicher Geschwindigkeit erreicht[2]). Angesichts der gemeldeten Leistung der »Lusitania« erinnern wir daran, daß die englische Regierung die vereinbarte laufende Unterstützung an die Cunard-Linie nur dann voll zu zahlen braucht, wenn das Schiff bei gutem Wetter imstande ist, eine mittlere Ozeangeschwindigkeit von 24,5 Knoten einzuhalten.

Das Polizeipräsidium in Berlin hat eine **Warnung** vor der Benutzung des **Kesselsteinmittels Dermatin** in engen, schlecht gelüfteten Kesselinnenräumen erlassen. Beim Bestreichen der Innenwände eines Dampfkessels mit diesem Schutzmittel haben sich nämlich betäubende Dämpfe entwickelt, die bei den mit der Herstellung des Anstriches beauftragten Arbeitern Tobsucht- und Ohnmachtanfälle hervorgerufen haben. Die Arbeiter haben infolgedessen längere Zeit krank gelegen. Die beim Gebrauch des Dermatins beobachteten schädlichen Folgen erklären sich daraus, daß das Mittel erhebliche Mengen Tetrachlorkohlenstoff enthält, der die Zusammensetzung CCl_4 hat und in seiner Wirkung dem Chloroform (CCl_3H) nahe steht.

Die im Bau begriffene **Brücke über den St. Lorenz-Strom bei Quebec**, die größte Kragträgerbrücke der Welt, über die wir bereits in Z. 1907 S. 361 und 459 ausführlich berichtet haben, ist am 30. August von einem schweren **Unfall** betroffen worden. Anscheinend hat unter der Einwirkung eines überladenen Zuges, der Material nach dem Südende der Brücke beförderte, der südliche Ankerpfeiler nachgegeben, wobei rd. 240 m Ueberbau in die Tiefe gestürzt sind und etwa 60 Menschen den Tod gefunden haben. Wir hoffen, über die Ursachen und Wirkungen des Einsturzes demnächst genauere Mitteilungen bringen zu können. Jedenfalls wird durch den Unfall die Fertigstellung der Brücke und damit zugleich die Eröffnung der kanadischen Pacific-Linie weit hinausgeschoben.

Vom Verbande deutscher Elektrotechniker sind für die Zeit vom 1. Januar 1908 an neue **Vorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen nebst Ausführungsregeln** aufgestellt worden und in der Elektrotechnischen Zeitschrift vom 5. September 1907 abgedruckt. Die Vorschriften gelten für Starkstromanlagen und Teile von solchen mit Ausnahme von elektrischen Bahnen, Fahrzeugen, elektrochemischen Betrieben und Anlagen von Bergwerken unter Tage, für die besondere Vorschriften bestehen; außerdem nicht für Leitungsnetze, die im Erdboden verlegt sind, Probierräume und Laboratorien.

Im Dezember 1907 veranstaltet die Kaiserlich Russische Technische Gesellschaft in **St. Petersburg eine Internationale Ausstellung moderner Beleuchtungs- und Heizeinrichtungen**, die zwei Monate dauern wird.

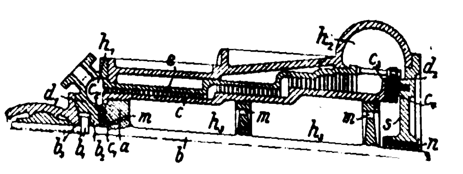
Nähere Auskünfte erteilt das Komitee der Internationalen Ausstellung moderner Beleuchtungs- und Wärmeapparate, St. Petersburg, Panteleimonskaja 2.

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 1124.

[1]) Vergl. Z. 1900 S. 1508.
[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1054.

Patentbericht.

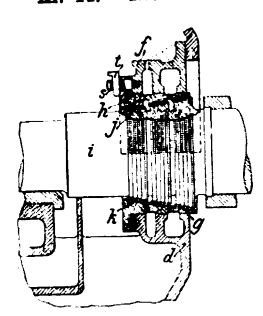
Kl. 14. Nr. 183859. Turbine mit Achsendruckausgleich. Ph. F. Oddie, London. Die Welle *b* läuft mit ihrem Bunde b_1 in Oel und ist zwischen Anschlägen b_2, b_3 samt der Laufradtrommel *c* verschieblich. Dampfeinlaß h_1 und Auslaß h_2 sind durch einen Raum h_3 und Kanäle *m* verbunden und gegen diesen Raum bei h_1 durch kleine Labyrinthdichtungsringe c_1, c_2, bei h_2 durch große Ringe c_3, c_4 abgedichtet, so daß in h_3 ein zwischen dem Frischdampf- und dem Kondensatordruck liegender Druck herrscht; die Ringe drosseln den Dampf nur mit den Stirnflächen an c_1 und an c_4. Wird nun die Welle *b* mit der Trommel *c* aus der Gleichgewichtlage nach rechts geschoben, so strömt durch $c_1 c_2$ mehr Dampf nach h_3, als durch $c_3 c_4$ ent-



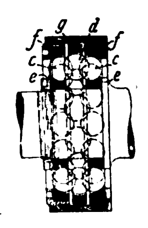


weicht, der Druck steigt, und eine Kraft gleich Druckzunahme mal Fläche s schiebt bc zurück nach links; wird bc nach links verschoben, so fällt der Druck, und eine Kraft gleich Druckabnahme mal Fläche s holt bc zurück: der Längsdruck wird mithin stets selbsttätig ausgeglichen. Der wirksame Querschnitt von h_3, die Fläche s, wird so groß gewählt, daß der Druck in h_3 zwischen 1 und 2 at liegt, so daß die Stopfbüchse n keinem großen Druckunterschied ausgesetzt ist. Der Träger d_2 der Ringe c_4 ist an der Leitradtrommel e befestigt, und da die Trommeln c, e nur am andern Ende bei a und d_1 befestigt sind, so werden die drosselnden Spalte der Labyrinthdichtungen durch Wärmeausdehnung nicht verändert.

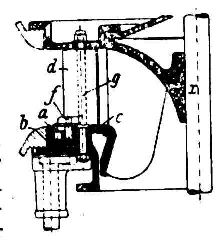
Kl. 14. Nr. 183993. Stopfbüchse für Turbinenwellen. Ch. A. Parsons, Newcastle-on-Tyne (Engl.). Nur der untere Teil d der Stopfbüchse bildet mit dem Turbinendeckel ein Stück, der obere Teil f ist abnehmbar, so daß man ohne Abnehmen des Turbinendeckels den längsgeteilten Liderungsring gh (den Teil g nach Drehung um die Welle i) herausnehmen kann. Die Labyrinthdichtungsringe j, k sind in kegeligen Stufen so angeordnet, daß die Ringe g, h in der Längsrichtung ausgezogen werden können. Durch Schrauben s und Keile t kann man die Ringe j an i gegen k an gh einstellen.



Kl. 47. Nr. 181683. Kugellager. H. Rhode, Berlin. Die Laufflächen der inneren und äußeren Laufringe ee, ff für die beiden Tragkugelkränze c, c laufen nach der Innenseite in der Achsenrichtung, nach der Außenseite in Schultern aus. Der Durchmesser des Zwischenkugelkranzes d ist größer als der von c. Infolgedessen werden die den Belastungsdruck aufnehmenden Tragkugeln c nach der Innenseite gedrängt und drücken die benachbarten Zwischenkugeln nach außen gegen den frei umlaufenden Ring g; dieser überträgt den Druck zunächst auf die der Druckstelle gegenüber liegende Stelle, und unter Mitwirkung der übrigen Zwischenkugeln wird der Druck möglichst gleichmäßig auf alle Tragkugeln verteilt, so daß sich das Lager besonders für große Belastungen eignet.



Kl. 88. Nr. 181645. Leitschaufelregelung für Turbinen. A.-G. vorm. J. J. Rieter & Co., Winterthur (Schweiz). Die Lenker a die den um die Turbinenachse x drehbaren Stellring b mit dem Zapfen f der um g drehbaren (Finkschen) Schaufeln d verbinden, werden abgedeckt durch einen mittels der Drehbolzen g befestigten Deckring c, der als auswechselbarer Spaltring ausgebildet ist. Oder es wird der innere Teil von c aus widerstandfähigerem Stoff als besonderer Spaltring hergestellt, so daß nur dieser Teil ausgewechselt zu werden braucht.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Schornsteinwärmespannungen.

Geehrte Redaktion!

Unter Bezugnahme auf die Arbeit des Hrn. Leon in Z. 1907 S. 1315 möchte ich meinen Standpunkt zu der Frage der Temperaturspannungen in Hohlzylindern noch genauer festlegen, was ich bei meiner Zuschrift auf S. 844 glaubte unterlassen zu können.

Die technische Literatur hat vor der Arbeit des Hrn. Lorenz (Z. 1907 S. 743) meines Wissens über diesen Gegenstand nichts gebracht, und die Werke über Elastizitätstheorie enthalten nur spärliches Material (vergl. Love: Lehrbuch der Elastizität, S. 128). So merkwürdig diese Tatsache erscheint, ist sie doch begreiflich, da bis heute sichere physikalische Grundlagen zur Bestimmung des Spannungszustandes in einem Punkt eines Körpers von ungleichem Temperaturzustande fehlen. Die Grundgleichungen (11), S. 744 d. Z., welche Hr. Lorenz ebenso wie ich benutzt hat, gelten vielleicht für langsame, räumliche und zeitliche Aenderungen der Temperatur. Bei größeren Werten der Derivaten der Temperatur nach Raum und Zeit werden sich auch deren Einflüsse in der Rechnung bemerkbar machen, und es sind in dieser Richtung theoretische Untersuchungen von F. E. Neumann (s. Love) angestellt worden. Es wäre wünschenswert, daß es den Bemühungen der Physiker gelänge, die Grundlagen für die Kenntnis des Verhaltens elastischer, ungleich erwärmter Körper zu schaffen. Solange dies nicht der Fall ist, sind die vorliegenden Berechnungen als Notbehelfe zu betrachten, deren jedoch, auch in Ermangelung wissenschaftlichen Wertes, die Technik nicht entraten kann, um die Sicherheit ihrer Bauwerke zu schätzen. Es hätte deshalb auch meines Erachtens wenig praktischen Wert, die Temperaturschwankungen in der Nähe der Oberfläche einer Gasmaschinen-Kolbenstange in Rechnung zu ziehen, deren Berücksichtigung noch viel höhere Anstrengungszahlen als die vorliegenden Untersuchungen ergeben würde.

Mit Rücksicht auf diese Lage der Dinge glaubte ich, als beste Formel zu einer Schätzung die einfachste empfehlen zu dürfen, und hoffe, daß durch diese Erörterungen die Anregung zur Weiterverfolgung einer für die ausführende Wärmetechnik wichtigen Frage gegeben werde.

Hochachtungsvoll

Mülheim-Rhein, 17. Aug. 1907. Georg Duffing.

Angelegenheiten des Vereines.

Die 48ste Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure in Coblenz.

Erste Sitzung.

Montag, den 17. Juni 1907, vorm. 9 Uhr im Kasino zu Coblenz.

Vorsitzender: Hr. Slaby.

1) Eröffnung durch den Vorsitzenden und Begrüßungsansprachen.

Der Vorsitzende eröffnet die Hauptversammlung und begrüßt die Anwesenden, insbesondere die Ehrengäste, denen er für ihr Erscheinen dankt.

Der Versammlung wird mitgeteilt, daß der Verein deutscher Ingenieure am folgenden Morgen an den Denkmälern des Kaisers Wilhelm des Großen und der Kaiserin Augusta Kränze der Erinnerung niederlegen werde.

Es folgen die Begrüßungsansprachen:

Seiner Exzellenz des Oberpräsidenten der Rheinprovinz Freiherrn von Schorlemer

des Regierungspräsidenten Freiherrn von Hövel

des Prorektors der Technischen Hochschule zu Aachen Hrn. Geheimen Regierungsrates Professors Dr. Bräuler

» Hrn. Helmholtz als Vertreters des Vereines deutscher Eisenhüttenleute

» Hrn. Dr. Kloeppel als Vertreters des Vereines deutscher Chemiker

» Hrn. Dombaumeisters Arntz als Vertreters des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine

» Hrn. Weißenbach-Griffin als Vertreters des Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereines.

Der Vorsitzende dankt für die freundlichen Begrüßungen, indem er besonders hervorhebt, in wie erfolgreicher Weise durch das Zusammenwirken der leitenden und der schaffenden Kräfte sich die deutsche Industrie entwickelt habe.

2) Geschäftsbericht des Direktors.

Der Bericht liegt gedruckt vor (s. Z. 1907 S. 678); das Wort wird hierzu nicht verlangt.



3) Verleihung der Grashof-Denkmünze.

Hr. Peters: »M. H.! Im vorigen Jahre, gelegentlich der Feier unsres 50jährigen Bestehens, ist uns die hohe Ehre zuteil geworden, unsere Grashof-Denkmünze Sr. Majestät dem Kaiser darbringen zu dürfen. Heute kehren wir zu der sonst üblichen Behandlung dieses Punktes unsrer Tagesordnung zurück und halten Umschau, wer von unsern Fachgenossen sich in so hohem Maße um die Technik verdient gemacht hat, daß wir wünschen müssen, ihm unsern Dank und unsre Anerkennung durch Verleihung der Grashof-Denkmünze zu bezeugen.

M. H.! Von den zahlreichen und mannigfachen Gebieten der Technik nehmen gegenwärtig zwei durch ihre steigende materielle Bedeutung und ihre glänzende Entwicklung unser Interesse in ganz besonders hohem Maße in Anspruch: die Elektrotechnik und der Schiffbau. Es ist deshalb wohl begreiflich, daß unser Vorstand seine Blicke auf die in diesen Gebieten als unsre Führer und Meister tätigen Männer gerichtet hat.

Nun denn: Wenn wir von der Elektrotechnik, insbesondere von der deutschen Elektrotechnik und ihrem Siegeslauf sprechen, dann gedenken wir ganz von selbst des Mannes, der von Anfang an, seit die Elektrotechnik Gegenstand industrieller Arbeit geworden ist, in der vordersten Reihe derer gestanden hat, die sich ihr widmeten, und der noch heute an der Spitze der deutschen Elektrotechniker wirkt und schafft, auf Emil Rathenau. Was er vor nahezu dreißig Jahren mit genialem Blick als eine der bedeutendsten technischen Aufgaben der Gegenwart erkannte, dem hat er seitdem unablässig seine ganze Kraft gewidmet; als hochbegabter Ingenieur, als geschickter Organisator, als kluger Geschäftsmann hat er die von ihm begründeten Unternehmungen zu höchster Blüte gebracht, Unternehmungen von so erstaunlicher technischer Größe und Kühnheit, wie sie nur selten aus der Geisteskraft eines Mannes hervorgehen. Man braucht nur der Fülle von technischen Aufgaben und der riesigen Arbeitsmenge zu gedenken, welche die von Rathenau ins Leben gerufenen Unternehmungen den deutschen Ingenieuren und der deutschen Industrie geliefert haben, um sich der Bedeutung dieses Mannes in vollem Maße bewußt zu werden. Ich erinnere an den bahnbrechenden Versuch der elektrischen Kraftübertragung von Lauffen nach Frankfurt a. M.; ich erinnere daran, daß die Schaffung elektrischer Zentralen für große Kraftversorgungsgebiete zuerst von Rathenau zur Ausführung gebracht worden ist.

Und wenden wir dann unsern Blick dem Schiffbau zu, dessen wir Deutschen einerseits mit etwas patriotischer Beklemmung, des Ausbaues unsrer Kriegsflotte wegen, anderseits mit stolzer Freude, seiner technischen Leistungen wegen, gedenken, so bleibt er auch auf diesem Gebiete haften an einem Manne, der aus kleinen Anfängen beginnend, durch die technische Vollkommenheit seiner Entwürfe und die Vorzüglichkeit ihrer Ausführung die von ihm geleitete Unternehmung zu einer der angesehensten deutschen Werften emporgebracht hat: auf Hermann Blohm in Hamburg. Einer der ersten, dem wir wegen seiner Verdienste um den deutschen Schiffbau die Grashof-Denkmünze verliehen haben, war Ferdinand Schichau; die Torpedoboote seiner Firma behaupten noch heute ihren ersten Rang in aller Welt. Der zweite war Justus Flohr, der geniale Konstrukteur der Dampfmaschinen und Dampfkessel, mittels deren der Vulcan seinen Schnelldampfern Kaiser Wilhelm der Große, Deutschland, Kaiser Wilhelm II und Kronprinz Wilhelm den bisher unübertroffenen Rekord bei größter Zuverlässigkeit verschafft hat. Wenn jetzt der Vorstand unsres Vereines vorschlägt, die Grashof-Denkmünze an Hermann Blohm zu verleihen, so werden Schiffe der Handelsmarine wie Barbarossa, Pretoria, Bulgaria und Phönicia, Graf Waldersee, Moltke und Blücher, Potsdam und Victoria Luise, und ebenso der Kriegsmarine, wie das Linienschiff Kaiser Karl der Große, die großen Kreuzer Friedrich Karl, York und Scharnhorst als vollwichtige Paten unserer Wahl zur Seite stehen.«

Durch lebhaften Beifall gibt die Versammlung ihre Zustimmung zu diesen Vorschlägen kund.

Es folgt der Vortrag des Hrn. Professors Dr. Kaiser:

Die geologischen Verhältnisse des Mittelrheingebietes und die darauf begründeten Industrien.

Dem lebhaften Beifall der Versammlung gibt der Vorsitzende auch wörtlichen Ausdruck.

(Pause.)

Es folgt der Vortrag des Hrn. Dipl.-Ing. Matschoß:

Hundert Jahre Dampfschiffahrt.

Der Vorsitzende fügt dem Beifall der Versammlung Worte des Dankes hinzu.

(Schluß der Sitzung 12¾ Uhr.)

Zweite Sitzung.

Dienstag, den 18. Juni 1907, vorm. 10 Uhr.

5) Rechnung des Jahres 1906.

Die Rechnung des Jahres 1906 (s. Z. 1907 S. 723) ist von einem vereidigten Bücherrevisor auf ihre Zahlen- und Rechnungsrichtigkeit und dann von den gewählten Rechnungsprüfern: den Herren Rein-Bielefeld und Reuß-Halle a. S., sachlich geprüft worden. Beide Stellen haben die Rechnung als richtig befunden, und die Rechnungsprüfer haben Entlastung des Vorstandes und des Vereinsdirektors beantragt.

Die Rechnungsprüfer haben sich ferner dem Antrage des Vorstandes angeschlossen, nachträglich für die Hilfskasse 3000 ℳ und für das Technolexikon 8768,45 ℳ zu bewilligen. Der Vorstandsrat hat sich diese Anträge zu eigen gemacht.

Die Versammlung entspricht diesen Anträgen.

6) Antrag des Hamburger Bezirksvereines, betr. § 14 des Statuts (Amtsdauer der Vorstandsmitglieder).

Der Antrag lautet:

§ 14, Absatz I und III erhalten folgende Fassung:

»Absatz I: Die Mitglieder des Vorstandes werden auf Vorschlag des Vorstandsrates von der Hauptversammlung aus der Gesamtheit der Mitglieder auf 3 Jahre gewählt.

Absatz III: In einem Jahre werden der Vorsitzende und ein Beigeordneter, im zweiten Jahre — falls ein Kurator vorhanden ist — zwei Beigeordnete, sonst drei Beigeordnete, im dritten Jahre der Vorsitzende-Stellvertreter und ein Beigeordneter gewählt.«

Die Bezirksvereine haben sich in ihrer großen Mehrheit für den Antrag ausgesprochen, und der Vorstandsrat hat beschlossen (s. Z. 1907 S. 1438), die Annahme des Antrages zu empfehlen.

Ferner hat es der Vorstandsrat als erwünscht bezeichnet, daß die jetzt im Amt befindlichen Vorstandsmitglieder sich bereit finden lassen möchten, ein drittes Jahr im Amt zu verbleiben.

Drittens hat der Hamburger Antrag dem Vorstand Veranlassung gegeben, zu § 14 des Statuts einen Zusatz zu beantragen, dahingehend, daß der aus dem Amt scheidende Vorsitzende noch 3 weitere Jahre dem Vorstandsrat angehören solle.

Hr. Weismüller erklärt sich gegen den Hamburger Antrag, da er die angeführten Gründe nicht als stichhaltig anerkennt; auch betrachtet er es als einen großen Nachteil, daß durch die Verlängerung der Amtsdauer der Vorstandsmitglieder den Bezirksvereinen seltener Gelegenheit gegeben wird, eines ihrer Mitglieder im Vorstand zu sehen. Mit dem Vorschlage, den Vorsitzenden noch 3 Jahre weiter im Vorstandsrat zu belassen, ist er einverstanden.

Hr. Krause nimmt Bezug darauf, daß auf Veranlassung des Berliner Bezirksvereines die Vorstandsmitglieder der letzten 10 Jahre gefragt worden seien, wie sie über den Hamburger Antrag dächten, und daß die große Mehrheit dieser Herren sich für den Antrag ausgesprochen habe.

Hierauf wird der Antrag des Hamburger Bezirksvereines fast einstimmig angenommen, mit der Maßgabe, daß er rückwirkend auf die Amtsdauer der jetzt im Amt befindlichen

Vorstandsmitglieder sein soll, soweit sie zu einer Verlängerung ihrer Amtsdauer auf 3 Jahre bereit sind.

Dieser Zusatz wird einstimmig angenommen.

Drittens wird beschlossen, dem § 14 des Statutes folgenden Zusatz zu geben:

»Der aus dem Vorstandsamte im regelmäßigen Turnus ausscheidende Vorsitzende gehört für weitere 3 Jahre dem Vorstandsrate (§ 17) an.«

7) Wahl des Vorsitzenden und zweier Beigeordneten.

Zum Protokollführer der Wahlen wird Hr. Benemann ernannt, zu Stimmzettelsammlern die Herren Frölich, Matschoß und Mehler.

Da es sich bei dem soeben angenommenen Antrage des Hamburger Bezirksvereines um eine Statutänderung handelt, ist bei der Abstimmung $^2/_3$ Mehrheit erforderlich, und außerdem zur Gültigkeit der beschlossenen Aenderung, daß sie von der Landesbehörde genehmigt wird. Da nicht abzusehen ist, ob diese Genehmigung vor dem 31. Dezember d. J. eintreffen wird, ist es erforderlich, zwei Wahlen vorzunehmen: die eine nach dem alten Statut, die andre nach dem neuen Statut.

Im ersteren Falle sind ein Vorsitzender und zwei Beigeordnete zu wählen; auf Vorschlag des Vorstandes empfiehlt der Vorstandsrat (s. Z. 1907 S. 1479) zu wählen: zum Vorsitzenden Hrn. Kommerzienrat Heller, Generaldirektor der Hannoverschen Maschinenbau A.-G. in Hannover, zu Beigeordneten die Herren Direktor Rohn in Chemnitz und Fabrikant Haßler in Augsburg.

Im zweiten Fall und nachdem mit Ausnahme des Hrn. Ugé die jetzt im Amt befindlichen Mitglieder des Vorstandes sich bereit erklärt haben, ein drittes Jahr im Amte zu bleiben, ist nur ein Beigeordneter zu wählen. Auf Vorschlag des Vorstandes hat der Vorstandsrat empfohlen (s. Z. 1907 S. 1479), in diesem Falle Hrn. Direktor Rohn in Chemnitz zu wählen.

Es werden gewählt:

a) nach dem bestehenden Statut:
zum Vorsitzenden Hr. Ernst Heller, zu Beigeordneten Hr. Gustav Rohn und Hr. Rudolf Haßler;

b) nach dem geänderten Statut:
zum Beigeordneten Hr. Gustav Rohn.

8) Wahl zweier Rechnungsprüfer und ihrer Stellvertreter für die Rechnung des Jahres 1907.

Zu Rechnungsprüfern werden gewählt die Herren Blümcke-Mannheim und Reuß-Halle a. S., zu deren Stellvertretern die Herren Hjarup-Berlin und Schnaß-Düsseldorf.

9) Hilfskasse für deutsche Ingenieure.

Aus dem bereits veröffentlichten Bericht des Kuratoriums (s. Z. 1907 S. 803) ergibt sich, daß infolge starker Beanspruchung der Kasse die Einnahmen nicht ausgereicht haben; sie sind um 3000 ℳ überschritten worden, deren nachträgliche Bewilligung bereits ausgesprochen ist.

Der Vorstandsrat hat den Bericht des Kuratoriums genehmigt und die Herren C. Fehlert und Max Krause, beide in Berlin, zu Mitgliedern des Kuratoriums wiedergewählt.

An Stelle des Hrn. E. Becker sen., welcher seines hohen Alters wegen Bedenken trägt, dem Kuratorium ferner anzugehören, hat der Vorstandsrat Hrn. Herzberg-Berlin gewählt.

10) Pensionskasse der Beamten des Vereines deutscher Ingenieure.

Der Bericht über die Wirksamkeit dieser Kasse liegt gedruckt vor (s. Z. 1907 S. 802); Bemerkungen werden hieran nicht geknüpft.

Der Vereinsdirektor gedenkt mit Worten des Dankes und der Anerkennung des durch Tod aus den Diensten des Vereines geschiedenen Beamten Hrn. Dietrich, dessen Witwe in den Genuß der ihr zustehenden Pension getreten ist.

11) Berichte des Vorstandes über in Gang befindliche Vereinsarbeiten:

a) Technolexikon; Rechtschreibung der technischen Fremdwörter.

Der Vereinsdirektor berichtet über die Verhandlungen des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1439), infolge deren der Vorstandsrat einstimmig beschlossen hat, zu empfehlen, daß der Vorstand zur weiteren Behandlung der Technolexikon-Angelegenheit durch 6 vom Vorstandsrat zu wählende Mitglieder verstärkt und der so verstärkte Vorstand zur endgültigen Erledigung dieser Sache bevollmächtigt werde. Der Vorstandsrat hat die Herren v. Bach, Blecher, Haßlacher, Herzberg, v. Linde und v. Oechelhaeuser gewählt.

Hr. Weismüller begrüßt diesen Antrag des Vorstandsrates aufs wärmste.

Hr. Lux findet es bedenklich, daß der durch 6 Mitglieder verstärkte Vorstand zur endgültigen Erledigung der Sache befugt sein soll; er wünscht entweder, daß zu diesem Zweck eine außerordentliche Generalversammlung berufen werde, oder daß doch wenigstens der Vorstand und der Vorstandsrat zusammen die endgültige Erledigung beschließen sollten.

Er möchte ferner Aufklärung über den Mehrverbrauch von 60 000 ℳ und über die für die weitere Führung des Unternehmens erforderlichen Geldmittel haben.

Der Vereinsdirektor gibt über ersteres die gewünschte Auskunft, für letzteres seien nur Schätzungen möglich.

Hr. Lux wünscht die Entscheidung über das Unternehmen bis zur nächsten Hauptversammlung zu vertagen.

Hr. Peters macht darauf aufmerksam, daß zu solcher Vertagung auch die Buchhandlung, welche den Verlag des Werkes übernommen hat, zustimmen müßte, und das könne man nicht wohl von ihr verlangen.

Hr. Herzberg macht gegen den Antrag des Hrn. Lux geltend, daß doch schon der Vorstandsrat mit seinen nahezu 90 Mitgliedern es nicht für zweckmäßig erachtet habe, die Entscheidung in dieser schwierigen Frage einer so zahlreichen Körperschaft zu übertragen; viel weniger zweckmäßig würde es also sein, die Entscheidung der Hauptversammlung zu übertragen. Er hält es ferner für fraglich, ob die vom Vorstandsrate gewählten 6 Herren ebenso bereit sein würden, dem Verein das große Opfer ihrer Mitwirkung in dieser Sache zu bringen, wenn für notwendig befunden würde, ihre Beschlüsse von der Genehmigung des Vorstandsrates und der Hauptversammlung abhängig machen, und schließlich würde die durch den Antrag des Hrn. Lux veranlaßte Verzögerung dem Verein nur schweren Schaden bereiten können. Der Redner empfiehlt deshalb, den Antrag des Vorstandsrates anzunehmen.

Hr. Lux glaubt, daß es dem Vorstandsrat und der Hauptversammlung nicht erwünscht sein könne, in einer so schwerwiegenden Angelegenheit die endgültige Beschlußfassung aus den Händen zu geben. Er beantragt deshalb wiederholt, die Entscheidung einer außerordentlichen Hauptversammlung zu überlassen.

Hr. Hahn erinnert an die großen Kosten einer Versammlung des Vorstandsrates und einer Hauptversammlung. Die Beschwerden, welche das Technolexikon verursacht, müßten so schnell wie irgend möglich beseitigt werden, und dazu gebe es keinen andern Weg, als mit vollem Vertrauen die Entscheidung in die Hände des verstärkten Vorstandes zu legen.

Hr. Schöttler ist der Meinung, daß die Erledigung nach dem Vorschlage des Hrn. Lux nichts weiter als eine Formsache sein würde; denn den Mitgliedern würde es nicht möglich sein, sich mit dem ganzen Sachverhalt genügend vertraut zu machen. Schon im Vorstandsrat sei das nicht möglich gewesen, und deshalb habe man eine kleine Anzahl von Männern gewählt, die dem Vorstand in dieser Sache zur Seite stehen sollen. Der Antrag Lux würde weiter nichts als eine Verzögerung bedeuten.

Hr. v. Bach hebt Hrn. Lux gegenüber hervor, daß es einstimmiger Beschluß des Vorstandrates sei, der durch die sechs Mitglieder verstärkte Vorstand solle die Angelegenheit endgültig erledigen, und daß er nur auf Grund dieser Ein-

stimmigkeit die Wahl angenommen habe. Er versteht den Standpunkt des Hrn. Lux recht wohl, möchte aber ihm gegenüber darauf hinweisen, daß den Mitgliedern des Vorstandsrates weitergehende Mitteilungen gemacht worden sind, als sie hier in der Hauptversammlung gemacht werden können, und daß sämtliche Mitglieder des Vorstandsrates der Ueberzeugung waren, daß nur auf dem vorgeschlagenen Wege eine die Vereinsinteressen möglichst wahrende Erledigung sich finden lassen werde. Er sei sich seiner Verantwortlichkeit voll bewußt und befürworte die Annahme des Antrages des Vorstandsrates.

Hierauf wird der Antrag des Vorstandsrates fast einstimmig angenommen.

Zugleich bewilligt die Versammlung die 60 000 ℳ, die über den Haushaltplan des Jahres 1907 hinaus für das Technolexikon erforderlich sind.

b) Geschichte der Dampfmaschine.

Der erste Teil des von Hrn. Matschoß im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure verfaßten Werkes ist fertig; der zweite Teil geht seiner Vollendung entgegen, so daß das ganze Werk voraussichtlich noch in diesem Jahre herausgegeben werden wird.

c) Mißbräuchliche Benutzung von Zeichnungen und andern Ingenieurarbeiten.

Die Denkschrift, welche der Ausschuß auf Wunsch der vorjährigen Hauptversammlung umgearbeitet hat, liegt vor; die Aeußerungen der Bezirksvereine gehen fast einstimmig dahin, daß die Denkschrift nun ihrem Zweck entspricht. Der Vorstandsrat empfiehlt zu beschließen:

»Die 48ste Hauptversammlung genehmigt die ihr vorgelegte Denkschrift und beauftragt den Vorstand, für ihre Verbreitung in den beteiligten Kreisen, insbesondere auch der Reichs- und Staatsbehörden, der Parlamente, der Gemeindebehörden usw. zu sorgen.«

Die Versammlung ist mit diesem Beschluß einverstanden.

Aus den Aeußerungen der Bezirksvereine und aus der Beratung des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1440) haben sich noch einige Gesichtspunkte ergeben, die mit dieser Angelegenheit zusammenhängen, z. B. das Urheberrecht an Werken technischer Art usw., Fragen, welche das geistige Eigentum des Ingenieurs betreffen. Der Vorstandsrat empfiehlt, diese Fragen dem für die Denkschrift eingesetzten Ausschuß zur weiteren Beratung zu übergeben.

Die Versammlung ist hiermit einverstanden.

d) Hochschul- und Unterrichtsfragen.

Auf Antrag des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1440) wird beschlossen:

»Die 48ste Hauptversammlung nimmt Kenntnis von den Schritten, welche der Vorstand getan hat, um die in Ausführung des vorjährigen Beschlusses festgestellten Beschlüsse des V. d. I. zur Kenntnis der Reichs- und Staatsbehörden, der Universitäten und technischen Hochschulen, von Schulverwaltungen, von Vereinen und Einzelpersonen zu bringen; sie ist damit einverstanden, daß einerseits der Vorstand die weiteren Schritte tut, um die Vorschläge und Wünsche des V. d. I. zu verwirklichen, anderseits, daß gemäß einem Vorschlag der Gesellschaft deutscher Naturforscher und Aerzte der V. d. I. Vertreter in einen gemeinsamen Ausschuß von technischen und naturwissenschaftlichen Vereinen entsendet, dem die Aufgabe gestellt wird, dahin zu wirken, daß der mathematische und naturwissenschaftliche Unterricht an den höheren Schulen verbessert und vermehrt werde.«

e) Fortbildungskurse für Ingenieure der Praxis und Lehrer technischer Mittelschulen.

An Hand der Verhandlungen des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1442) und seinem Vorschlage entsprechend beschließt die Hauptversammlung, da die Zeit für die Beratung in den Bezirksvereinen zu kurz war, so daß nur wenige Bezirksvereine sich bisher geäußert haben, die Aeußerungen der Bezirksvereine in dieser Sache aber nicht entbehrt werden können, jetzt noch keinen Beschluß zu fassen, sondern sie bis zur nächsten Hauptversammlung zu vertagen.

f) Deutsche Dampfkessel-Normen-Kommission.

Hr. Peters berichtet über den Stand der Dinge (s. Z. 1907 S. 1442).

Ein Beschluß wird hierzu nicht gefaßt.

g) Beiblatt zur Zeitschrift für wirtschaftliche und soziale Fragen.

Der Vorstandsrat hat beschlossen, den Antrag des Vorstandes so, wie er gestellt worden ist (s. Z. 1907 S. 1443), zur Annahme zu empfehlen.

Hr. Schlomann begrüßt dieses Ergebnis der Beratungen des Vorstandsrates und spricht den Wunsch aus, daß das neue Beiblatt spätestens mit Beginn des Jahres 1908 erscheinen möchte.

Der Vorsitzende verspricht, in dieser Beziehung zu tun, was möglich ist.

Auch Hr. Kollmann freut sich, daß der Verein zu diesem Beschlusse gekommen ist, und weist zum Beweise der Notwendigkeit des neuen Blattes auf das Ausstellungswesen hin, welches dringend der gründlichen Behandlung bedürftig sei.

Hr. Diesel wünscht, daß nicht so sehr die volkswirtschaftlichen und sozialen Fragen, sondern vielmehr die technisch-wirtschaftlichen Fragen zur Hauptaufgabe des neuen Blattes gemacht werden möchten.

Eine Anfrage des Hrn. Haßlacher, ob beabsichtigt sei, das neue Blatt auch an Bezieher außerhalb des V. d. I. abzugeben, wird vom Vorsitzenden bejahend beantwortet, im übrigen aber wird empfohlen, dem Vorstand für die weiteren geschäftlichen Angelegenheiten freie Hand zu lassen.

Hierauf wird der Antrag einstimmig angenommen, mit der Maßgabe, daß das Blatt auch an Nichtvereinsmitglieder abgegeben werden soll; alles übrige wird dem Vorstand überlassen.

h) Zweite Auflage des Werkes von Haier: Dampfkesselfeuerungen.

Das Manuskript für diese zweite Auflage, die unter Mitwirkung des Hrn. Haier vom Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg bearbeitet wird, soll Anfang September geliefert werden, so daß in Aussicht zu nehmen ist, daß das Werk noch im Laufe dieses Jahres erscheinen wird.

12 a) Antrag des Mannheimer Bezirksvereines betreffend § 42 des Statuts (Behandlung dringlicher Anträge auf den Hauptversammlungen) und

12 b) Antrag des Breslauer Bezirksvereines betreffend Nr. 6 der Ausführungsbestimmungen (Behandlung dringlicher Anträge im Vorstandsrat).

Entsprechend dem Antrage des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1479) wird der Antrag des Mannheimer Bezirksvereines abgelehnt, derjenige des Breslauer Bezirksvereines mit der Maßgabe angenommen, daß nicht Einstimmigkeit, sondern nur $^2/_3$-Mehrheit im Vorstandsrat erforderlich sein soll, um die Dringlichkeit anzuerkennen.

13) Antrag des Frankfurter Bezirksvereines betreffend Vorbehalt des Eigentums an Maschinen.

Gemäß dem Antrage des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1481), schließt sich die Hauptversammlung dem Ausspruch des Zentralverbandes deutscher Industrieller an.

Die Versammlung ist ferner damit einverstanden, daß der vom Reichsjustizamt ausgegangene Fragebogen den Bezirksvereinen zur Aeußerung vorgelegt wird.

Hr. Weismüller empfiehlt, daß die Bezirksvereine in dieser Frage mit den Handelskammern Fühlung nehmen

möchten, und zwar vor dem 1. November d. J., weil bis zu diesem Zeitpunkt die Handelskammern ihre Aeußerungen abzuliefern haben.

14) Antrag des Württembergischen Bezirksvereines betreffend Paternosteraufzüge.

Hr. v. Ernst berichtet über die Aeußerungen der Bezirksvereine und die Verhandlungen des Vorstandsrates (s. Z. 1907 S. 1479), aus denen sich ergibt, daß überall die Absicht des Antrages unterstützt wird, die Paternosteraufzüge als durchaus betriebsichere und wirtschaftlich günstige Aufzuganlagen von den bisher in mehreren deutschen Staaten, insbesondere in Preußen, ihnen entgegenstehenden Schwierigkeiten der Genehmigung zu befreien. Der Vorstandsrat empfiehlt der Hauptversammlung folgenden Beschluß:

»Im Hinblick auf den wirtschaftlichen Wert der Paternosteraufzüge und die günstigen Erfahrungen der Praxis über ihre Betriebsicherheit, die vor allem in Hamburg im öffentlichen Verkehr bereits vielseitig erprobt ist, erhebt der Verein deutscher Ingenieure im Interesse der Verkehrserleichterung den Anspruch, daß auch im übrigen Deutschen Reich Paternosteraufzüge für Personen als regelrecht berechtigte Anlagen anerkannt und zugelassen werden, soweit das bisher noch nicht der Fall ist.

Demgemäß sind auch in den Polizeiverordnungen über Einrichtungen und Betrieb von Aufzügen die beiden Gruppen: »Einkabinenaufzüge und Paternoster« grundsätzlich nebeneinander zu berücksichtigen.«

Die Versammlung ist mit diesem Beschluß einverstanden, sowie mit dem weiteren Vorschlage des Vorstandsrates, einen Ausschuß mit der Ausarbeitung von Vorschriften für Einrichtungen und Betrieb von Paternosteraufzügen für Personen zu bilden und die Wahl der Ausschußmitglieder dem Vorstande zu überlassen.

15) Antrag des Bezirksvereines an der niederen Ruhr auf Teilung des Stoffes der Vereinszeitschrift bei der Drucklegung.

Der Vereinsdirektor berichtet über die Verhandlungen des Vorstandsrates und seine im Auftrage des Vorstandes erstattete gutachtliche Aeußerung zu diesem Antrage (s. Z. 1907 S. 1481). Der antragstellende Bezirksverein hat sich mit den Absichten des Vorstandes einverstanden erklärt.

Hr. Haßlacher empfiehlt Zettelkataloge, um sich über den Inhalt der Vereinszeitschrift auf dem Laufenden zu erhalten.

Hr. Diesel hält die vom Vorstand beabsichtigten Sonderabdrücke für zweckmäßiger, unter der Voraussetzung, daß man darauf abonnieren kann. Er empfiehlt ferner, Zuschriften und sonstige kurze Mitteilungen, die denselben Gegenstand betreffen, in diesen Sonderabdrücken, wenn leeres Papier vorhanden ist, unterzubringen.

Die Versammlung erklärt sich gemäß den Anträgen des Vorstandsrates mit der Herausgabe von Sonderabdrücken, Textfigurentafeln und Anzeigenverzeichnissen einverstanden.

16) Antrag des Vorstandes betreffend die Redaktion der Zeitschrift.

Der Vereinsdirektor beantragt, daß neben ihm Hr. Regierungsbaumeister a. D. D. Meyer auf dem Umschlage der Zeitschrift als Redakteur der Vereinszeitschrift bezeichnet werde.

Der Vorstandsrat empfiehlt diesen Antrag zur Annahme, und die Hauptversammlung beschließt demgemäß.

17) Ort der nächsten Hauptversammlung.

Hr. Meng überbringt die Einladung des Dresdner Bezirksvereines, die nächstjährige Hauptversammlung in Dresden abzuhalten. Diese Einladung wird mit lebhaften Beifall angenommen.

18) Nachbewilligung für 1907.

Der Vorstandsrat hat dem Antrage des Vorstandes gemäß beschlossen, folgende Nachbewilligungen zu empfehlen:

a) für das Technolexikon . . . . 60000 ℳ
b) Teuerungszulage für die Beamten des Vereines in Höhe von 10 vH ihrer Gehälter rd. 15000 »
c) Zuschuß zu den Frühstückkosten der Beamten . . . . » 2000 »
d) Mehrkosten für Druck und Buchbinderarbeit der Zeitschrift . . . . » 12000 »

Die Versammlung beschließt demgemäß.

18) Haushaltplan für 1908.

Der Haushaltplan liegt gedruckt vor (s. Z. 1907 S. 721) und wird entsprechend dem Antrage des Vorstandsrates genehmigt.

Auf Grund der Verhandlungen des Vorstandsrates und seinem Antrage entsprechend (s. Z. 1907 S. 1484) erklärt sich die Hauptversammlung damit einverstanden, daß die Preise für die Anzeigen der Vereinszeitschrift um 25 vH erhöht werden. Auf die Stellengesuche von Mitgliedern soll diese Maßregel keine Anwendung finden.

Dritte Sitzung.

Mittwoch, den 19. Juni 1907, vorm. 9 Uhr.

Vorsitzender: Hr. Treutler.

Es werden die Telegramme verlesen, mittels deren sich die Herren Rathenau und Blohm für die Verleihung der Grashof-Denkmünze bedankt haben.

Es folgt:

20) Vortrag des Hrn. Oberingenieurs G. Dieterich:

Die Aufschließung der Nickelerzlagerstätten in Neukaledonien (Vorkommen und Gewinnung der Erze im Gebirge, Beförderung nach dem Hafen, Seeverladung und Verschiffung).

Dem lebhaften Beifall der Versammlung am Schlusse des Vortrages verleiht der Vorsitzende wörtlichen Ausdruck.

In der dem Vortrage folgenden Verhandlung äußert sich Hr. Selve, der selbst 7 Monate in Neukaledonien zugebracht hat, weil sein Vater dort Besitzer von drei großen Gruben ist, dahin, daß solche umfangreichen Anlagen, wie von Hrn. Dieterich geschildert, selbstverständlich nur für ganz große Gruben zweckmäßig seien; im allgemeinen werde der Transport am besten von den kleineren Gruben so bewerkstelligt, daß man ein Seil von der Grube bis zum Meere spannt und an Holzhaken oder an Eisenrollen die Säcke heruntergleiten läßt. Zu beachten sei auch, daß dem neukaledonischen Nickel durch den kanadischen Nickel ein immer stärker hervortretender Wettbewerb gemacht wird.

Infolge einer Anfrage teilt Hr. Dieterich mit, daß sich die von ihm geschilderte Erztransportanlage auf ungefähr 2 Millionen ℳ stellt, ohne die Eisenbahnbaukosten, die er nicht angeben kann. Die Erdarbeiten und ähnliche Arbeiten haben etwa 1 Million ℳ gekostet.

Hierauf schließt der Vorsitzende die 48. Hauptversammlung.

Hr. Weismüller spricht der Vereinsleitung, dem festgebenden Bezirksverein und seinem Vorsitzenden Hrn. Graemer sowie den Vortragenden den Dank der Versammlung aus, die sich zum Zeichen ihrer Zustimmung von den Sitzen erhebt.

Hr. Lohse dankt insbesondere noch den beiden Vorsitzenden Herren Slaby und Treutler; die Anwesenden stimmen mit dreifachem Hoch ein, ebenso in die Worte des Dankes und der Anerkennung, welche Hr. Helmholtz dem Vereinsdirektor Hrn. Th. Peters und dem Redakteur der Zeitschrift Hrn. D. Meyer widmet.

(Schluß 1 Uhr.)

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

R. Biel: Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 39. **Sonnabend, den 28. September 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Neuere Wagenkipper.

Von **Georg v. Hanffstengel**, Stuttgart.

Vorrichtungen zum Entleeren von Eisenbahnwagen durch Kippen um eine quer zur Gleisrichtung liegende Achse sind zuerst von englischen Firmen in ihrer Heimat, später auch auf dem Festland, ausgeführt worden[1]). Als Deutschlands industrielle Entwicklung begann, wurde auch hier der Bau von Wagenkippern aufgenommen, zunächst nach englischen Vorbildern. Diese älteren Kipper wurden alle mit Druckwasser betrieben. Im letzten Jahrzehnt hat indessen die zunehmende Einführung des elektrischen Betriebes, ferner die mächtige Entwicklung des Massentransportwesens und die hierdurch gesteigerte Nachfrage nach Kippern seitens der verschiedensten Betriebe dazu geführt, daß in Deutschland unabhängig vom Ausland eine Reihe verschiedenartiger neuer Bauformen aufgekommen ist, von denen einige im folgenden besprochen werden sollen[2]).

Bei diesen neuen Konstruktionen ging das Bestreben dahin, die Anlagen nicht nur zweckmäßig und betriebsicher, sondern auch so auszugestalten, daß ihre Anwendung wirtschaftlichen Nutzen gegenüber den älteren Verfahren der Wagenentleerung ergibt. Dieser Forderung wird bei starker Ausnutzung der Anlage in erster Linie durch niedrigen Stromverbrauch, bei geringer Inanspruchnahme vor allem durch niedrige Beschaffungskosten genügt.

I. Kipper für Kohlenwagen bis zu 20 t Ladefähigkeit von Mehlis & Behrens, Maschinenfabrik Cyclop, Berlin. Fig. 1 bis 15.

Obwohl erst verhältnismäßig wenige Ausführungen ebenerdiger Kipper[3]) mit elektrischem Antrieb vorliegen, scheint sich doch schon eine Art Normalform eingeführt zu haben, die selbstverständlich abweichende Konstruktionen für besondere Verhältnisse nicht ausschließt. Kennzeichnend für diese Form ist, daß zum Heben der Bühne gelenkig angeschlossene Druckstangen aus Profileisen dienen, deren Fußpunkte sich senkrecht in einem Führungsgerüst bewegen und den Angriffpunkt für die durch Ketten oder Schraubspindeln zugeführte treibende Kraft, gleichzeitig auch für das Gegengewicht bilden[1]). Die Grube, in welcher das Gerüst steht, und deren Sohle etwa 7 bis 8 m unter Schienenoberkante liegt, wird zusammenhängend mit der für den Füllrumpf erforderlichen Ausschachtung hergestellt und gegebenenfalls bei der Ueberführung des Materials an das nächstfolgende Transportmittel mit zu Hülfe genommen. Da die Kosten von Maschinenanlage und Gründung ohnehin ziemlich hoch sind, so erscheint es zweckmäßig, einen solchen Kipper mit allen Vorrichtungen zu versehen, die eine schnelle Erledigung des Entladevorganges und ein rasches, sicheres Auf- und Abbringen der Wagen ermöglichen. Auch pflegt bei der Ausführung des Antriebes darauf Rücksicht genommen zu werden, daß der Stromverbrauch niedrig bleibt.

Die vorliegende, mit großer Sorgfalt durchgearbeitete Konstruktion schließt sich dieser Normalform an. Da eine Wand zwischen Füllrumpf und Kippergrube überhaupt nicht mehr vorhanden ist, so sind die Drehzapfen in hohen A-förmigen Böcken gelagert, die mit dem Führungsgerüst durch eine Plattform verbunden sind.

Die Kippbühne hat als Hauptträger I-Eisen von 450 mm Höhe, die am vorderen Ende an einen Querträger anschließen, in den die Lager für die Drehzapfen eingesetzt sind. Die Kippachse liegt oberhalb der Schienen nahe der vorderen Schüttkante des Wagens, so daß diese nur geringe Bewegungen macht, was die Einführung des Wageninhaltes in den Füllrumpf erleichtert. Die Zapfen müßten bei dieser hohen Lage sehr weit auseinander gerückt werden, wenn der zugehörige Aufbau dem Abgleiten der Kohle nicht im Wege sein sollte.

Fig. 6 bis 8 geben Einzelheiten des vorderen Endes der Kippbühne wieder. Beachtenswert ist die Entlastung des Drehzapfens durch das am Traggerüst des Zapfens befestigte Lagerstück *A*, dessen obere Begrenzung nach einem Kreisbogen um den Drehpunkt geformt ist. Beim Senken der Bühne legen sich die an den Hauptträgern angebrachten Stücke *B* und *C* fest gegen dieses Auflager an und übertragen somit die beim Auffahren der Wagen auftretenden senkrechten und wagerechten Stöße unmittelbar auf das Gerüst.

Da die Wagen die Bühne in der Richtung über den Füllrumpf verlassen, so mußte die Rutsche, welche die fal-

[1]) Vergl. Ernst: Die Hebezeuge.

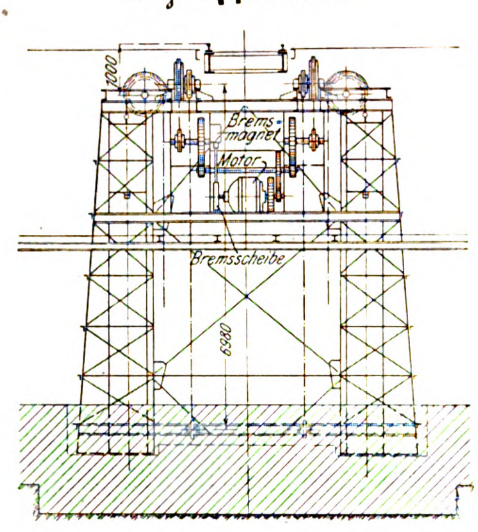
[2]) Vergl. auch Dinglers polytechnisches Journal 1906 S. 449; Stahl und Eisen 1906 S. 269.

[3]) Man hat zu unterscheiden zwischen selbsttätigen Kippern, deren Kennzeichen ist, daß beim Kippen der Systemschwerpunkt gesenkt wird, ebenerdigen Kippern, bei denen der Schwerpunkt gehoben wird, ohne daß die Vorderkante des Wagens eine erhebliche Höhenverschiebung erfährt, die also zu ebener Erde ausschütten, und Aufzugkippern.

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 436.

lende Kohle aufnimmt und sie dem Füllrumpf zuleitet, beweglich ausgeführt werden. Wie Fig. 6 zeigt, ist sie bei *D* an den Schienenträgern über dem Füllrumpf gelagert und kann um diesen Punkt mittels zweier Ketten *E* geschwenkt werden, deren Räder auf einer durch Kurbel und Kettentrieb betätigten Welle sitzen. Da das an derselben Stelle angreifende Gegengewicht nur einen Teil des Gewichtes der Rutsche ausgleicht, so stützt sich diese beim Loslassen der Kurbel mit einem der beiden an der Stütze *S* angebrachten Vorsprünge auf die Kippbühne ab. Durch Niederdrücken der Stange *F* kann die Stütze herausgeschla-

Fig. 1. Schnitt c-d.



gen und die Rutsche wieder gesenkt werden.

Die eigentümliche Lagerung der Rutsche hat zur Folge, daß trotz der bereits anfänglich vorhandenen Schräge der Neigungswinkel am Schluß der Bewegung 45° nicht überschreitet.

Da die Rutsche nicht nur den Sturz der Kohle abschwächen, sondern auch das Verschütten der Gleise verhindern soll, muß sie sich über die ganze Breite der Bühne erstrecken und ist zur Ueberdeckung der in der tiefsten Lage notwendigen Schlitze für die Fahrschienen mit Klappen versehen, die beim Senken der Bühne selbsttätig zurückgehen, Fig. 7 und 8. Ein Gewichthebel *G* wirkt durch Kegelräder auf eine der Schiene parallel laufende Welle mit Hebeln *H*, an denen die Klappen befestigt sind. Bei gehobener Rutsche dreht das Gewicht diese Hebel nach der Schiene zu und verschließt so den Spalt, beim Niederlassen dagegen wird der Hebel *G* von der Bühne abgefangen, so daß die Klappen in die Stellung der Figur 8 gedreht werden und das Normalprofil freigeben.

Die übliche selbsttätige Fangvorrichtung für die Vorderachse ließ sich im vorliegenden Falle nicht unmittelbar anwenden, weil der Wagen durchgefahren wird. Anstatt jedoch, wie es sonst wohl geschehen ist, die Fanghaken mit der Hand niederlegen und aufrichten zu lassen, hat man folgende Einrichtung getroffen, Fig. 9 und 10. Zwischen den an einer Blattfeder befestigten Stempel *N*, der vom Spurkranz des Rades niedergedrückt wird, und den kurvenförmig gestalteten kurzen Arm des Hebels *K* ist ein Zwischenstück *J* eingeschaltet, dessen normale Stellung Fig. 9 mit vollen Linien wiedergibt. Wenn das Rad

Fig. 1 bis 5. Kipper für Kohlenwagen bis zu 20 t Ladefähigkeit von Mehlis & Behrens, Maschinenfabrik Cyclop, Berlin.

Fig. 2.

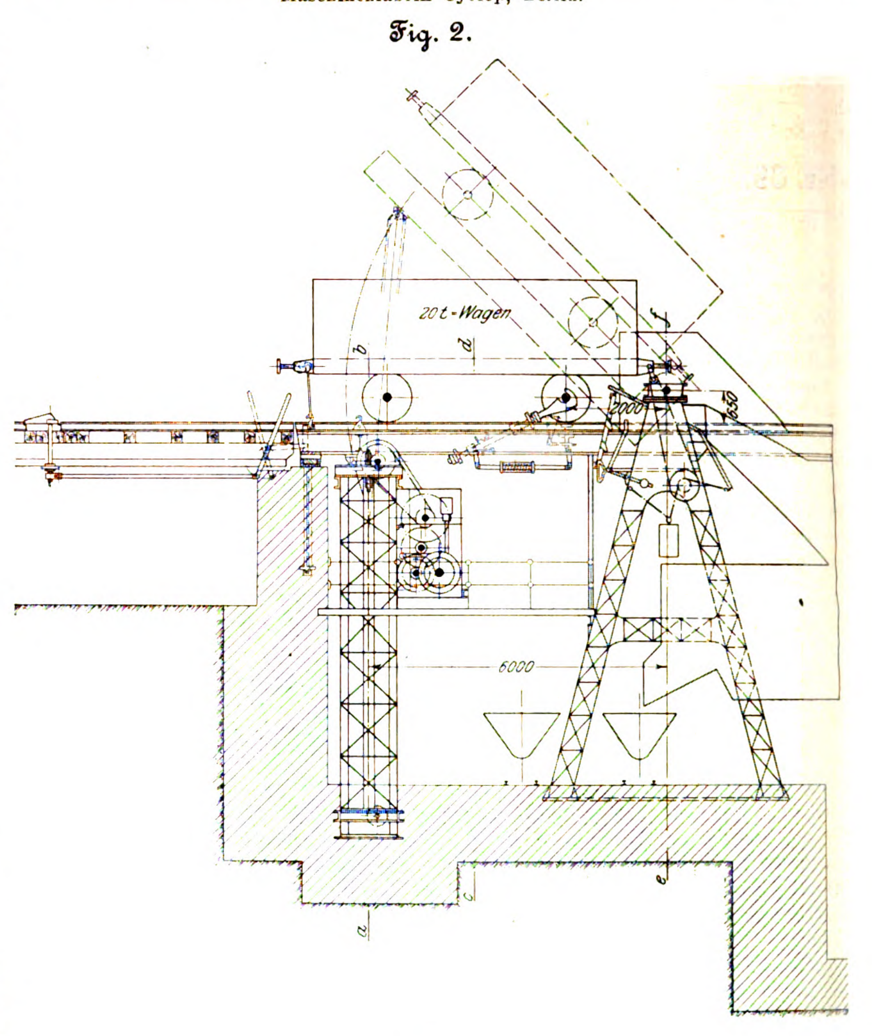
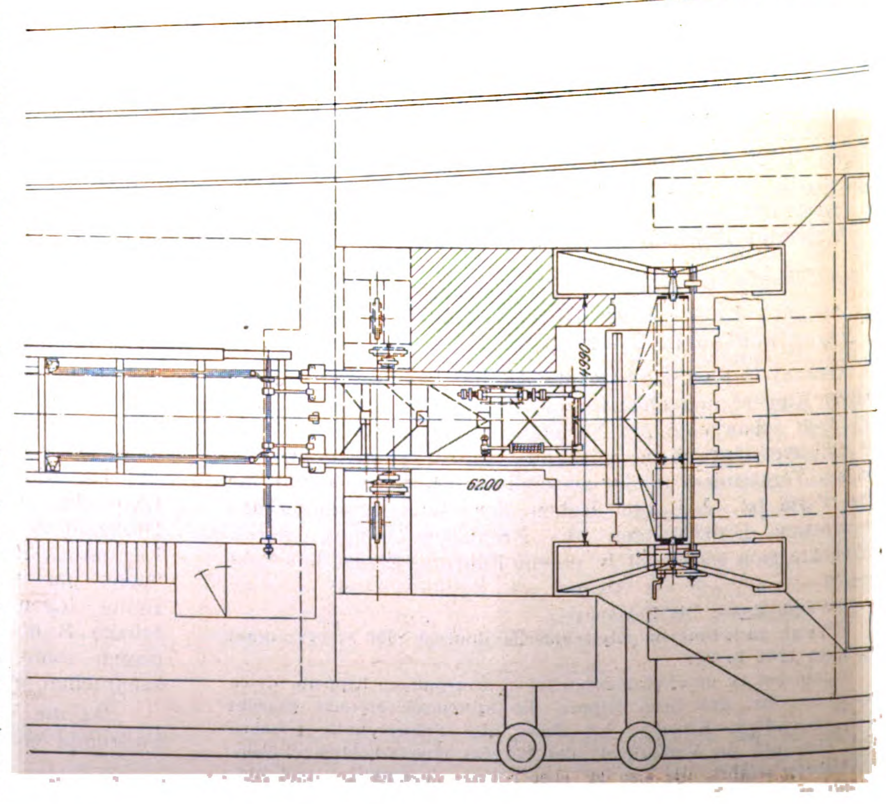


Fig. 5.



auffährt, wird der Hebel K herumgeworfen, und die an ihm angreifende Zugstange, in welche mit Rücksicht auf kleine Unterschiede in der Achsenhöhe eine Feder eingeschaltet ist, richtet den Haken auf. Soll nach Entleerung des Wagens der Haken gelöst werden, so ist mittels eines Fußhebels die Schiene J zurückzuziehen; Hebel K wird dadurch frei, und der Haken fällt herunter.

Dieser selbst ist zwischen zwei Laschen L, L eingehängt, die mit dem Hebel, an welchem die Zugstange angreift, ein Stück bilden. Das Gegengewicht hat nicht, wie sonst üblich, seinen Platz auf der Verlängerung der Hakenstange nahe dem Drehpunkt, sondern ist auf einen besondern Hebel M gesetzt, der gleichfalls um den Punkt O schwingt, und dessen vorderes Ende durch eine Spannschraube gegen die Unterfläche des Hakens gepreßt wird.

Fig. 3. Schnitt e-f

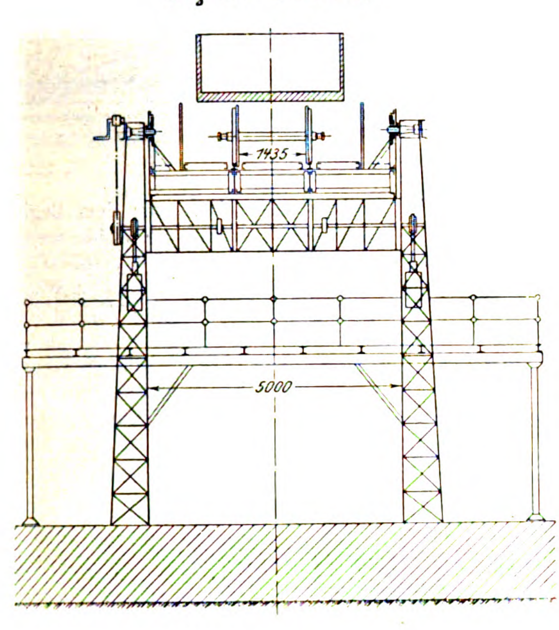


Fig. 4. Schnitt a-b.

Fig. 6 bis 8. Vorderes Ende der Kippbühne.

Fig. 6.

Fig. 7.

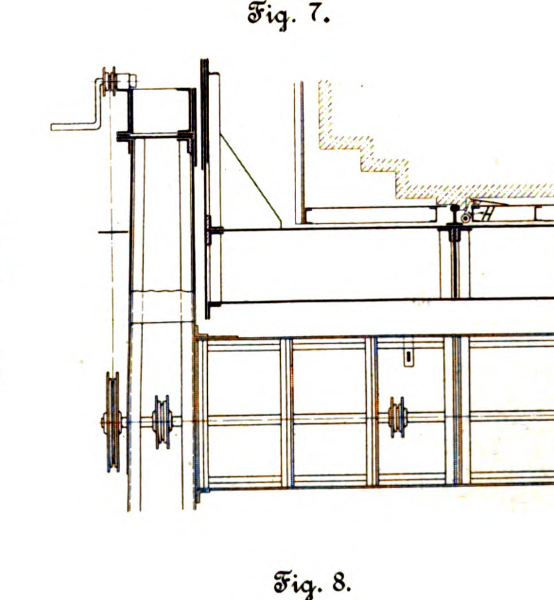
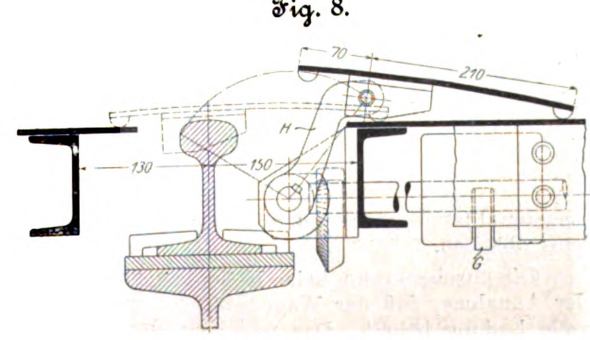


Fig. 8.



Im Ruhezustande legt sich das hintere Ende der Bühne auf ein festes Lager und wird durch den Riegelhaken P am Aufkippen gehindert (Fig. 11 und 12). Vor Beginn des Hebens legt der Handhebel Q diesen Haken zurück und schiebt dabei gleichzeitig eine Gleissicherung in Form eines Schuhes vor, der über die Schienen gedreht wird.

Nahe dem Bühnenende sind endlich noch zwei Haken angebracht, die zum Einhängen der Notkupplungen bei verschieden langen Wagen dienen.

Die Hubstangen bestehen aus I-Eisen (s. Fig. 2) und sind durch Verkreuzungen miteinander zu einem Stück verbunden (s. Fig. 4). Den Fuß der Stangen bilden zwei kräftige Querträger, Fig. 4, 13 und 14, an deren Enden je drei Führrollen angebracht sind. Hier greifen auch die Gallschen Ketten an, an denen die Gegengewichte hängen. In den Treibketten, die in beiden Richtungen wirken müssen und deshalb in geschlossenem Lauf um den Fuß des Gerüstes herumgeführt sind, hängt ein aus zwei Flacheisen gebildeter Balken R, der innerhalb der Hubstangen liegt. Die eigenartige Verbindung zwischen dem Balken und jedem Stangenende bezw. den Gegengewichtketten mittels eines Dreieckes hat sanftes Anfahren und Anhalten zur Folge, da die Spannung in der Treibkette sich nicht plötzlich im vollen Betrag einstellen kann, sondern mit dem zunehmenden Ausschlage des Angriffpunktes der Gegengewichtkette allmählich wächst. Der Hauptzweck der

Anordnung ist, falls der Motor nicht im Augenblicke des Aufsitzens der Bühne zum Stillstand kommt, ein geringes Nachlaufen mit allmählich wachsendem Widerstande möglich zu machen. Für rechtzeitige Unterbrechung des Stromes in beiden Endstellungen ist durch Augenblicksausschalter gesorgt.

Das Triebwerk weist keine Besonderheiten auf und ist aus Fig. 1 und 2 mit genügender Deutlichkeit zu erkennen. Von dem 18pferdigen Motor werden durch drei Stirnrad- und ein Kettenvorgelege die beiden Wellen der Hubkettenräder bewegt. Auf der ersten Vorgelegewelle sitzt eine in beiden Richtungen wirkende elektromagnetische Bremse. Aus dem Diagramm Fig. 15, das die senkrechten Komponenten der Strebenkräfte sowie die Wirkung des Gegengewichtes zeigt, geht hervor, daß der Motor stets positive Arbeit zu leisten hat. In den beiden ungünstigsten Fällen: beim Heben des 10 t- und beim Senken des 20 t-Wagens, liegen allerdings die Linien der Strebenkräfte der Gegengewichtlinie sehr nahe, die als gezackte Linie erscheint, weil sich die beiden

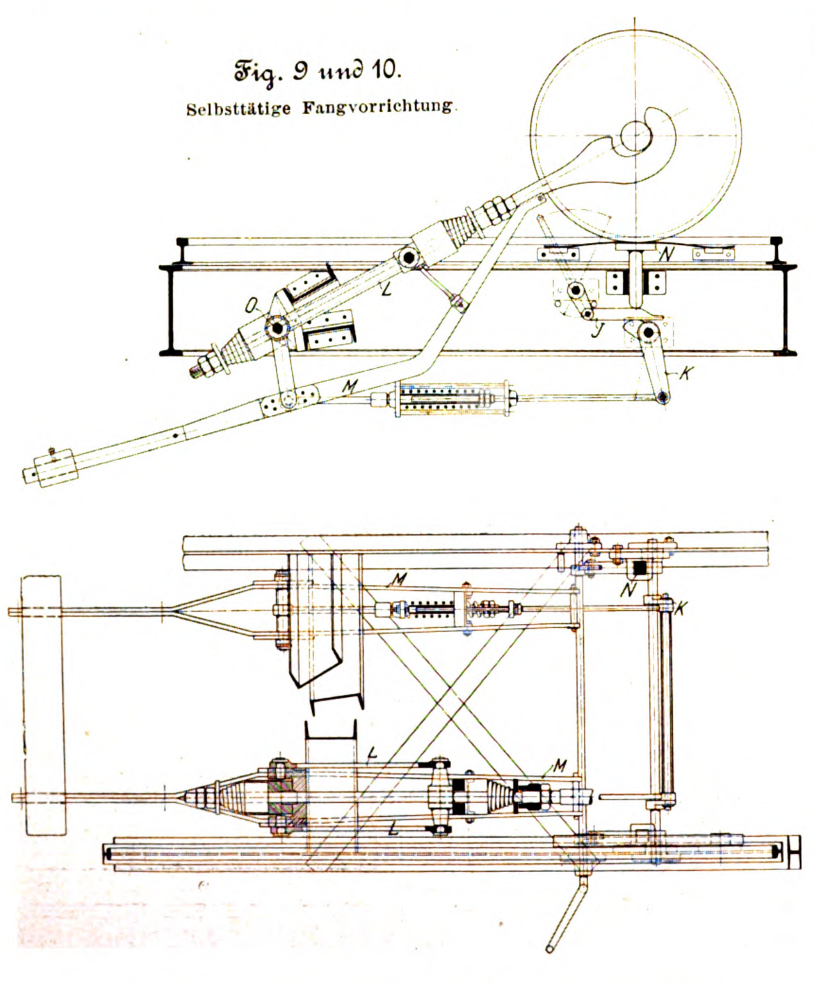
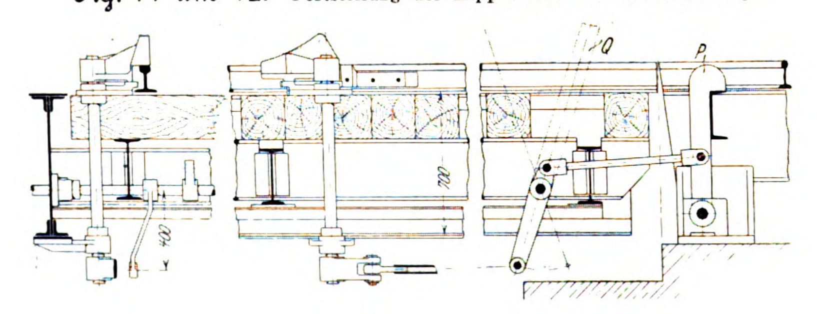


Fig. 9 und 10. Selbsttätige Fangvorrichtung.

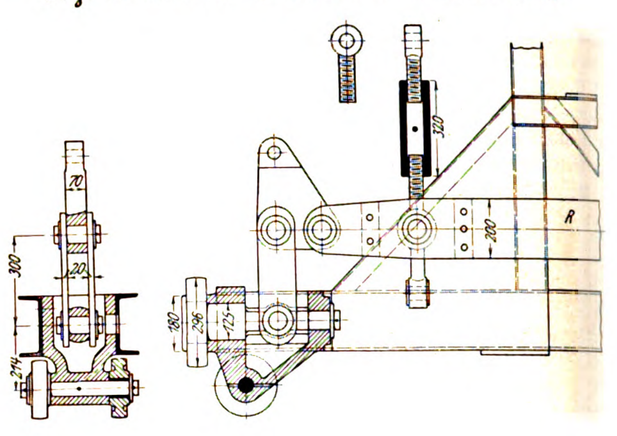
Fig. 11 und 12. Feststellung der Kippbrücke und Gleissicherung.



obersten Platten eines jeden Gewichtes im Verlauf des Senkens abheben.

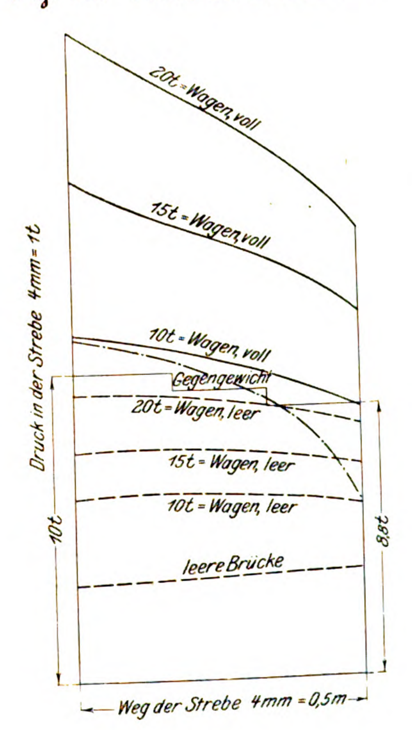
Die Strebenkräfte beim Heben sind aufgezeichnet unter der Annahme, daß der Wagen bis zu seiner Endstellung die volle Ladung behält. Das trifft natürlich nicht zu, vielmehr

Fig. 13 und 14. Hubstangenfuß mit Rollenführung.



fängt die Entleerung schon vor dem Beginn des Hubes an und sollte, wenn die Kohle nicht haftet, beim Schlusse desselben beendet sein, so daß die Kurven für den leeren und den vollen Wagen sich hier treffen müßten. Der richtige Verlauf der Kurve ist schwer mit Genauigkeit festzustellen, um so mehr, als Zufälligkeiten, wie der Feuchtigkeitsgehalt der Kohle, die Entleerung beeinflussen. Für den 10 t-Wagen ist die Kurve nach Schätzung strichpunktiert

Fig. 15. Schema der Strebenkräfte.



eingetragen. Jetzt ergibt sich ein negativer Arbeitsbetrag, dem indessen die vom Motor zu leistende Eigenreibungsarbeit des Triebwerkes gegenübersteht.

Mit 600 Umdrehungen des Motors ergibt sich die Hubgeschwindigkeit zu

$$\frac{600}{60}\,\frac{20}{110}\,\frac{20}{80}\,\frac{15}{60}\,\frac{15}{40}\,\pi\,360 = 48 \text{ mm/sk.}$$

Wird der Wirkungsgrad für die drei Stirnradvorgelege zu je 96 vH, für den Kettentrieb zu 92 vH und für das Kettendaumenrad zu 95 vH, ferner für das Leitrad der Gegengewichtkette zu 95 vH angenommen, so ist die Motorleistung beim Anheben des 20 t-Wagens, wo der Strebendruck 21,3 t beträgt,

$$N = \left(\frac{21\,300}{0{,}77} - 0{,}95 \cdot 10\,000\right)\frac{0{,}048}{75} = 11{,}6 \text{ PS};$$

demnach ist der Motor mit 18 PS sehr reichlich bemessen.

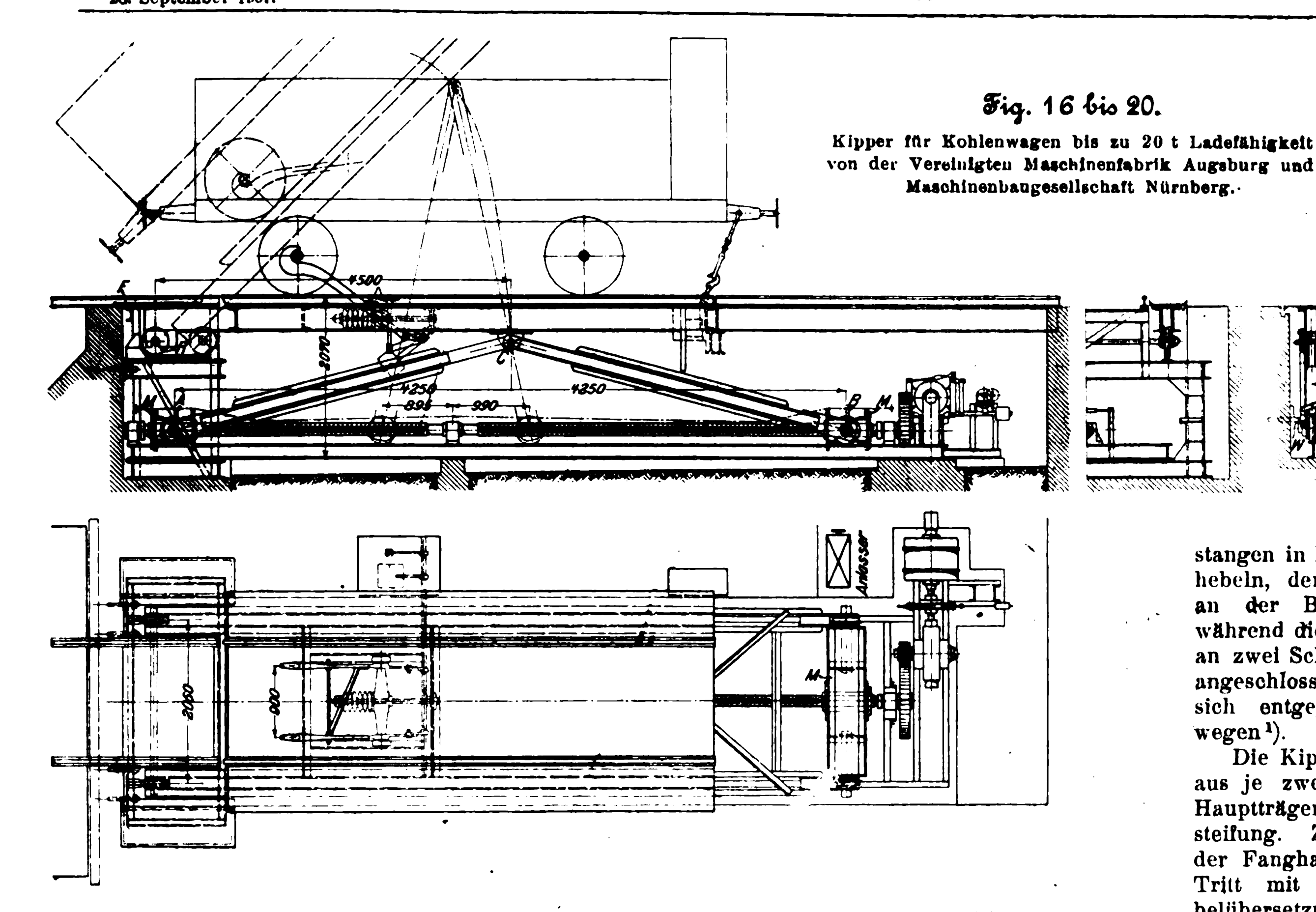
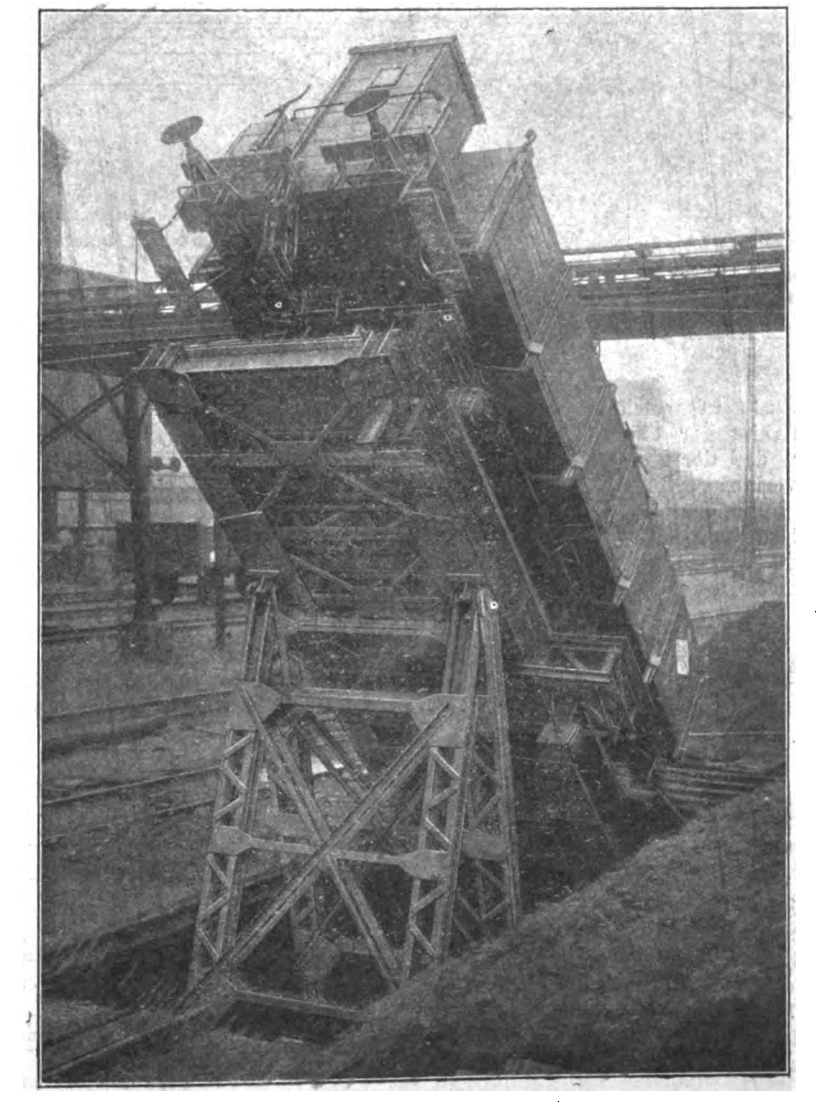


Fig. 16 bis 20.

Kipper für Kohlenwagen bis zu 20 t Ladefähigkeit von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg.



Der Fußpunkt der Strebe legt einen Weg von 4,9 m zurück. Daher ist die Zeit für Heben und Senken zusammen

$$2 \cdot \frac{4{,}9}{0{,}048} = 204 \text{ sk}$$

oder $3^1/_2$ min.

Rechnet man für das Auf- und Abbringen der Wagen im Durchschnitt $2^1/_2$ min, so ergibt sich die erreichbare Höchstleistung zu 10 Wagen in der Stunde.

II. Kipper für Kohlenwagen bis zu 20 t Ladefähigkeit von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg. Fig. 16 bis 20.

Der Kipper steht insofern zu dem vorher beschriebenen in scharfem Gegensatz, als der Hauptnachdruck auf Einfachheit der Konstruktion und Billigkeit der Gesamtanlage gelegt und die Rücksicht auf bequeme Bedienung und geringen Stromverbrauch in den Hintergrund gedrängt ist. Die Bauart ist nur für Anlagen mit geringer Tagesleistung bestimmt. Kennzeichnend ist die Ausbildung der Hubstangen in Form von Kniehebeln, deren Knickpunkt an der Bühne angreift, während die Stangenenden an zwei Schraubenmuttern angeschlossen sind, die sich entgegengesetzt bewegen[1]).

Die Kippbühne besteht aus je zwei I-Eisen als Hauptträgern mit Querversteifung. Zum Einrücken der Fanghaken dient ein Tritt mit einfacher Hebelübersetzung, der in der tiefsten Stellung durch eine Klinke niedergehalten wird. Das Gegengewicht ist auf einem Zwischenhebel angebracht.

Das auf der Mauer drehbar befestigte Blech *F* nimmt den größten Teil der zu Beginn des Hebens herausfallenden Kohle auf und läßt sie nachher in den Trichter gleiten, wenn es durch die sich hebenden Bühnenträger schräg gestellt wird.

Da die Bahn des Punktes *C*, in dem der Kniehebel angreift, durch das Getriebe festgelegt ist, so konnte die Bühne keinen festen Drehpunkt erhalten. Ihr vorderes Ende ist daher durch Rollen *R* gestützt, die sich während des Hebens um rd. 600 mm verschieben.

Wäre die Geschwindigkeit der beiden Stangenendpunkte *A* und *B* gleich, so würde sich *C* auf einer senkrechten Geraden bewegen, und die Verschiebung des Bühnenauflagers wäre noch wesentlich größer. Deshalb hat der eine Teil der Schraubspindel $2^7/_8$", der andre nur $1^7/_8$" Steigung erhalten, wodurch sich eine günstigere Bewegung ergibt. Der Druck

[1]) D. R. P. Nr. 173820.

in den beiden Streben ist jedoch immer gleich, so daß sich die axialen Kräfte in der Schraube aufheben und diese keines Spurlagers bedarf. Biegende Kräfte werden auf die Schraube nicht ausgeübt, da die Mutterquerstücke M mit Rollen versehen sind, welche die senkrechten Komponenten der Stabkräfte übertragen. Abheben der Rollen wird durch die an den Wänden der Grube entlang laufenden Winkeleisen W, Fig. 18, verhindert.

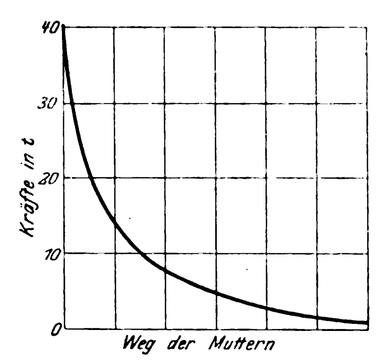
Von der mit Haltebremse versehenen Motorwelle aus wird die Spindel mit dreigängigem Schneckengetriebe und Stirnradvorgelege bewegt. Der Motor läuft, nachdem sich die Bühne auf das hintere Auflager gesenkt hat, noch etwas weiter, so daß der Kniehebelmechanismus völlig entlastet wird. Die an der Bühne befestigten Augenlager, an denen die Stützzapfen angreifen, sind deshalb unten offen gelassen. Der Strom wird durch einen Augenblicksausschalter selbsttätig unterbrochen.

Das ganze Triebwerk samt dem vorderen Auflager ist auf einem zusammenhängenden rahmenartigen Gerüst aufgebaut und bildet so ein in sich geschlossenes System. Die Montage an Ort und Stelle wird dadurch sehr vereinfacht. Auch die Gründungskosten sind bei der geringen Höhe, die das Triebwerk einnimmt, äußerst niedrig.

Der Motor macht 710 Uml./min. Die Umdrehungszahl der Spindel ist $710 \frac{3}{30} \cdot \frac{14}{45} = 22{,}1$. Die Geschwindigkeit der Muttern beträgt daher rd. 17,6 bezw. 26,9 mm/sk und die Zeit für Heben und Senken bei 2,62 bezw. 4,00 m Weg zusammen nahezu 5 min. Nach Angabe der ausführenden Firma leistet der Kipper bis zu 6 Wagen in der Stunde, so daß 5 Minuten auf Ab- und Zufahren der Wagen kämen.

Fig. 21.

Axiale Schraubenkräfte beim Kippen eines 15 t-Wagens.



Aus dem Diagramm Fig. 21, in welchem die in der Schraubspindel auftretenden Kräfte für einen 15 t-Wagen aufgetragen sind, geht hervor, daß der Kniehebelmechanismus einen ungünstigen Kräfteverlauf ergibt. In der tiefsten Stellung, wo das Moment der Bühne am größten ist, haben die Streben die geringste Steigung, so daß die Vertikalbelastung des Stützpunktes einen nahezu doppelt so großen Horizontalschub hervorruft, während gegen Ende des Hubes, wo der Systemschwerpunkt nur noch sehr geringen Abstand von der Senkrechten durch den Auflagerpunkt hat und der Wagen noch dazu fast leer ist — die Kurve ist wieder für den vollbelasteten Wagen gezeichnet —, eine starke Uebersetzung im umgekehrten Sinne stattfindet. Daher müssen alle Teile, insbesondere der Motor, wesentlich stärkere Abmessungen erhalten, als der mittleren Beanspruchung entsprechen würde.

Vergleich zwischen den Bauarten I und II.

In Fig. 22 und 23 sind die Ausladekosten als Ordinaten zu der Anzahl der im Jahre gekippten Wagen aufgetragen, unter der Voraussetzung, daß es sich ausschließlich um 15 t-Wagen handelt. Berücksichtigt sind nur die Beträge für Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals mit 10 vH für die Maschinenanlage und 7 vH für die Gründung, ferner die Stromkosten mit 12 Pfg für die KW-Stunde und endlich der Führerlohn mit 1800 ℳ im Jahr. Die übrigen Kosten —

Fig. 22.

Kosten für die Entleerung eines 15 t-Wagens.

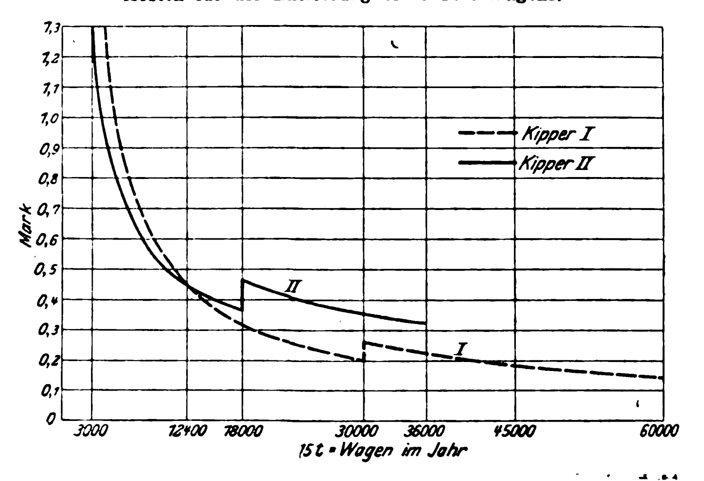
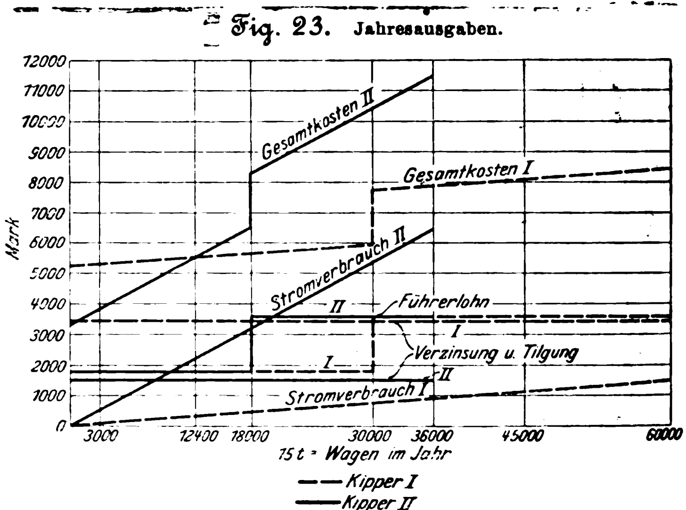


Fig. 23. Jahresausgaben.



für Schmierung und Unterhaltung, für das Heranholen der Wagen usw. — sind in beiden Fällen ungefähr dieselben und daher für einen Vergleich ohne Belang.

Den Diagrammen liegen folgende Annahmen[1]) zugrunde:

		Bauart I	Bauart II
Anschaffungskosten für die Maschinenanlage	ℳ	26 000	13 000
Kosten der Gründung	»	12 000	3 000
also Verzinsung und Tilgung im Jahre	»	3 440	1 510
Stromverbrauch beim Kippen eines 15 t-Wagens, Hebung des Schwerpunktes um 2 m vorausgesetzt, ungefähr	KW-st	0,2	1,5
also Stromkosten für das Kippen eines Wagens	Pfg	2,4	18
größte Anzahl der in einer Stunde gekippten Wagen		10	6
Höchstleistung im Jahr bei Tagesbetrieb	Wagen	30 000	18 000
» » » Tag- und Nachtbetrieb	»	60 000	36 000

Bei mehr als 18 000 bezw. 30 000 Wagen im Jahr ist auf die Anstellung von zwei Führern gerechnet. Bei geringer Beanspruchung kann der Führer gegebenenfalls noch zu andern Arbeiten herangezogen werden, wodurch sich die Kosten erniedrigen würden.

Wenn oben gezeigt wurde, daß der Bauart Nürnberg gewisse technische Unvollkommenheiten anhaften, so geht anderseits aus den Diagrammen hervor, daß sie bei geringer Be-

[1]) Genaue Werte standen mir, namentlich für Bauart I, nicht zu Gebote. Die Angaben beruhen also im wesentlichen auf Schätzung, geben aber immerhin ein Bild von der Verwendbarkeit beider Bauarten.

anspruchung — bis zu etwa 12000 Wagen im Jahr — wirtschaftlich der andern Bauart überlegen ist. Bei größerer Wagenzahl macht sich indessen der Einfluß des höheren Stromverbrauches zuungunsten der Bauart II geltend. Bei Bauart I spielt der Stromverbrauch eine unverhältnismäßig geringe Rolle, so daß es, wenigstens bei mittleren Leistungen, gerechtfertigt erscheinen dürfte, die Anlage auf Kosten des Wirkungsgrades zu vereinfachen, wenn sich dadurch erhebliche Ersparnisse erzielen lassen. Der Nutzen technisch vollendeter Durchbildung der Konstruktion macht sich erst bei höheren Stundenleistungen voll geltend.

III. Elektrisch betriebener Aufzugkipper für 30000 kg Tragkraft von der Benrather Maschinenfabrik, geliefert an die Gewerkschaft Deutscher Kaiser, Bruckhausen. Fig. 24 bis 34.

Die Aufgabe des Kippers ist, Erze und Hochofenzuschläge, die in gewöhnlichen offenen Güterwagen ankommen, in Talbot-Selbstentlader [1]) umzuladen. Die Wagen werden zu diesem Zweck etwa 10 m gehoben und dann gekippt, so daß ihr Inhalt in den neben dem Kipper stehenden Hochbehälter von 120 t Fassung rutscht. Aus diesem wird das Material mittels elektrisch betriebener Verschlußschieber und Rutschen in die Selbstentlader abgezogen.

Fig. 24 bis 28. Elektrisch betriebener Aufzugkipper für 30000 kg Tragkraft von der Benrather Maschinenfabrik.

Fig. 24.



Kennzeichnend für die vorliegende Ausführung ist die Vereinigung von Fahr- und Kippbühne. Alle andern in Deutschland bisher errichteten Aufzugkipper mit elektrischem Antrieb haben eine besondere, ausschließlich senkrecht bewegte Fahrbühne, in der die Kippbühne drehbar gelagert ist. Die Benrather Anordnung vereinfacht die Konstruktion nicht unbeträchtlich. Auch die Seilführung ist einfach, da bei der geringen Höhe die Winde ohne Gefährdung der Stabilität auf der Spitze des Gerüstes angebracht werden konnte.

Den unteren Teil des Aufzugturmes bilden Säulen aus ⊏- und L-Eisen, die, soweit nicht das Bahnprofil frei bleiben mußte, durch Schrägstreben versteift und in etwa 9 m Höhe über Schienenoberkante rahmenartig verbunden sind. Hier ist der erste Haltepunkt für die Bühne. Etwas höher, über dem Behälter, befindet sich das Führerhaus. Die Säulen werden von hier aus nach der Spitze hin schräg zusammengeführt.

Zum Antrieb der von einem geräumigen Schutzhaus umgebenen Winde dienen zwei Drehstrommotoren I und II von je 45 PS, deren Wellen durch eine Reibkupplung s, Fig. 28, miteinander verbunden sind. Diese hat, ohne Kraft zu übertragen, lediglich genaue Uebereinstimmung der Umlaufzahlen zu sichern. Jeder Motor arbeitet mit Schnecken- und Stirnradvorgelege auf eine durchgehende Welle, von der aus die über den Angriffpunkten der Seile liegenden Trommeln einzeln durch Stirnräder bewegt werden. Elektrische Haltebremsen sind auf den Motorwellen angebracht. Beim Senken arbeiten die Motoren auf das Netz.

Von einer der Vorgelegewellen wird durch Kegelräder der Antrieb einer selbsttätigen Ausrückvorrichtung abgenommen. Außer den beiden Umkehranlassern u ist ein Verteilschalter t vorhanden, der den Motor I vom Netz abzukuppeln gestattet.

Die Bühne hat vollwandige Blech-Hauptträger und ist mit Riffelblech abgedeckt, das indessen vorn durch glattes Blech ersetzt ist, so daß die anfangs herausfallende Kohle abrutschen kann. Die vier Ecken laufen zwischen Leitschienen. Während des Kippens wird das hintere Bühnenende durch eine kreisförmig gebogene Schiene geführt, während das vordere Ende festliegt. Die Bühne hängt an vier einfachen Seilen.

Besonderes Interesse bieten bei dieser Anlage die Sicherheits- und andern Hülfsvorrichtungen, die mit ungewöhnlicher Sorgfalt durchgearbeitet sind, so daß Betriebsunfälle infolge von Nachlässigkeit oder Irrtümern seitens der Bedienungsmannschaft ausgeschlossen erscheinen. Das Sicherungssystem läßt sich am besten verstehen, wenn man die Vorgänge in ihrer zeitlichen Reihenfolge durchgeht.

Der beladene Wagen wird durch ein Spill auf die Bühne gezogen. Erforderlichenfalls läßt sich seine Geschwindigkeit durch eine Bremsvorrichtung, Fig. 25 und 27, ermäßigen, bestehend aus den Schienen aa, die durch Anziehen der auf der Bühne gelagerten Schraubspindel b gegen die Spurkränze der Räder gepreßt werden. Die Schienen sind durch Hebel und Stangen so miteinander verbunden, daß sie quer zur Gleisachse den gleichen Druck ausüben müssen. Zur Uebertragung der Bewegung dienen die Stangen c und d nebst zwei Hebelpaaren.

Die Spurkränze fahren nun auf die über die Schienen hervorragenden Hebel St, Fig. 29, drücken diese nieder und richten mittels der Stangen F und G die durch ein Gegengewicht ausgeglichenen Fanghaken auf. Das Gelenk B schwingt hierbei, gehalten durch Stange H, um den Punkt E, der einstweilen als festliegend anzusehen ist.

Der Führer läßt jetzt die Motoren an, indem er mittels des Hebels V, Fig. 33, die auf der Windenplattform befindliche Steuerscheibe f, Fig. 28, dreht, deren Welle durch eine Kettenübersetzung die beiden Anlasser u betätigt. Sobald die Hubbewegung beginnt, richtet sich auf der Bühne unter der Wirkung eines Gewichtes, das bei tiefster Lage von dem Winkeleisen g, Fig. 25, abgefangen wurde, die Gleissperre h auf, die den Wagen am Zurückrollen verhindert. Gleichzeitig werden die Zuganggleise durch die Sperriegel i, i verlegt, deren Gewichthebel k, k die Bühne in ihrer tiefsten Stellung niederhalten. Außerdem gehen die mit der Bühne

[1]) s. Z. 1906 S. 113.

Fig. 25.

Fig. 28.

Grundriß des Windwerkes.

Fig. 27.

Grundriß der oberen Haltestelle.

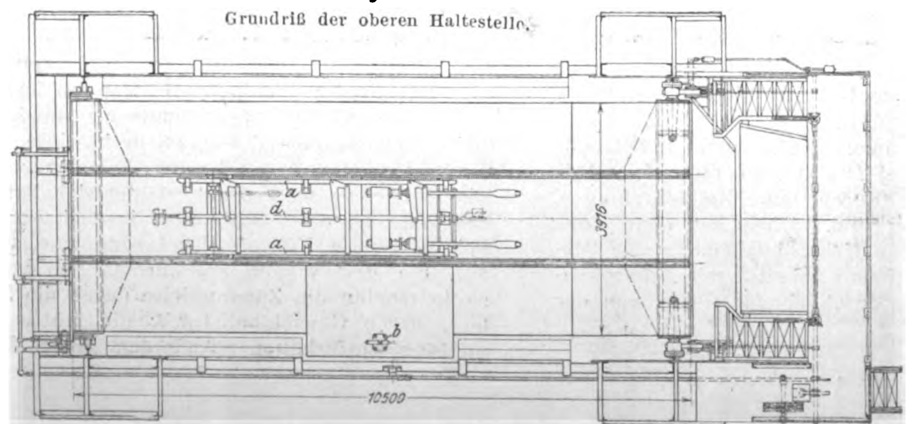
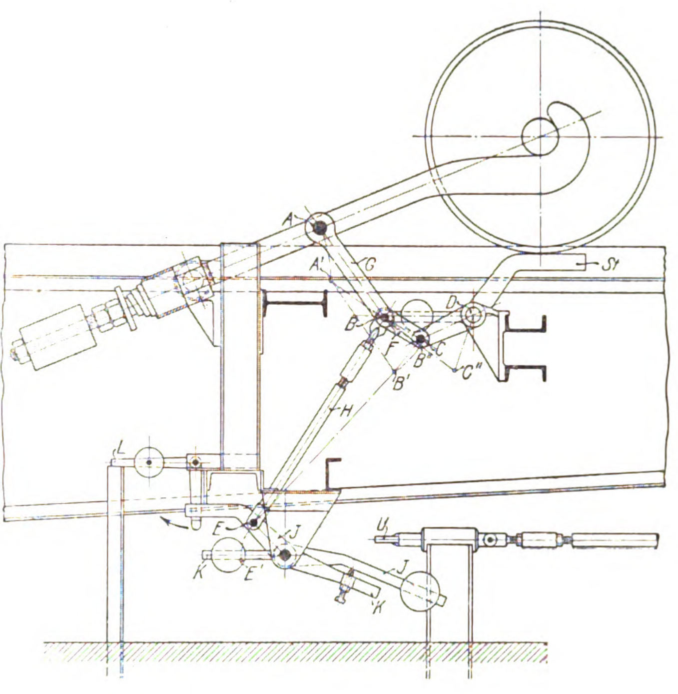


Fig. 26.

Fig. 29.

Selbsttätige Fangvorrichtung.



chen eingreifen. Gleichzeitig ist der Hebel W, Fig. 33, mit der Bühne in Berührung gekommen und gibt die Welle X frei, indem er den gewichtbelasteten Riegelhebel aus der Nut der Riegelscheibe herauszieht.

Sobald die Bühne stillsteht, drückt der Führer den Tritt Y nieder und dreht damit die Welle X um 90°. Dies hat zur Folge, daß die Stützhebel Z und Z_1 vorgeschoben werden, wie in Fig. 33 angegeben, ferner, daß sich die den Führerstand absperrenden Gittertüren, deren Achse D durch Kegelräder mit der Welle X verbunden ist, öffnen.

Endlich wird durch die Stangen m und p, Fig. 25 und 28, die Steuerstange O, Fig. 30, um 90° gedreht und dadurch die beiden Anschlagscheiben in die Lagen P', N' gebracht, so daß die Senkbewegung, welche der Führer jetzt einleitet, selbsttätig begrenzt, das Heben dagegen freigegeben ist. Daß der Führer etwa schon auf Heben schaltet, bevor die Bühne gesenkt ist, verhindert ein Haken, welcher, durch das an der Wandermutter angebrachte Röllchen freigemacht, sich über die Scheibe Q legt und so eine Verschiebung der Steuerstange nach links verhindert. Geht die Mutter zurück, so hebt das Gegengewicht den Haken heraus.

durch Seile verbundenen Schachttüren auf beiden Seiten nieder.

Zur Sicherung gegen Rückwärtslaufen der Wagen ist die Einrichtung getroffen, daß die Kippbühne beim Heben eine geringe Neigung nach vorn hat. Außerdem wird die Wagenbremse angezogen. Eine am Zughaken befestigte Kette verhindert, daß der Wagen abkippt.

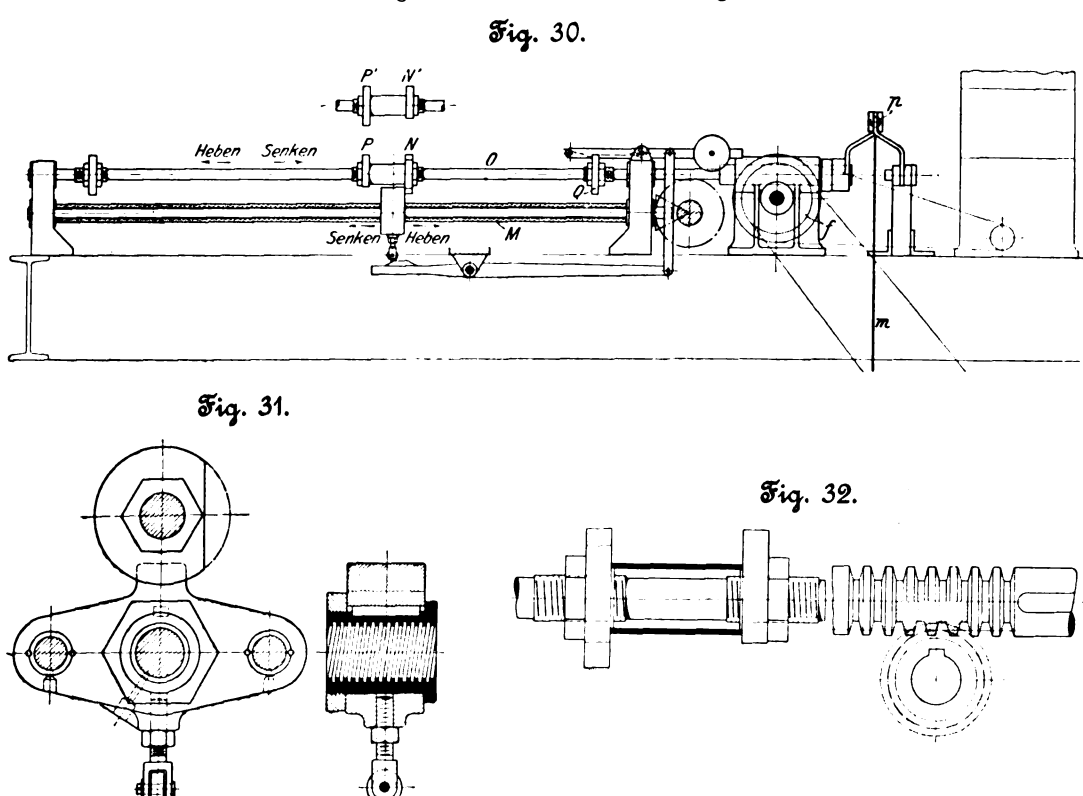
Nach einem Hube von 10,8 m, etwas oberhalb der in Fig. 25 gezeichneten Stellung, wird durch die bereits erwähnte, von der Winde betätigte Ausrückvorrichtung, Fig. 30 bis 32, der Strom ausgeschaltet, indem die auf der Schraubspindel M von links nach rechts wandernde Mutter gegen Scheibe N stößt und so die Steuerstange O mitnimmt. Diese wirkt auf die Welle der Steuerscheibe f, Fig. 28, und damit auf die Anlasser. Die Uebertragung geschieht, da die Steuerstange im weiteren Verlauf auch eine Drehung erhält, durch in die Steuerstange eingedrehte Rillen mit Zahnstangenprofil, die in ein Zahnräd-

Wenn die Bühne auf den Stützhebeln ruht, betritt der Führer die Plattform und löst die Verschlußriegel der Stirnklappe des Wagens.

Durch das Aufsetzen der Bühne wird Hebel R, Fig. 33, heruntergedrückt, trifft dabei gegen den vorstehenden Bolzen des Hebels S und entriegelt mittels der Stange l die Welle der Steuerscheibe e, Fig. 28 und 34, so daß der Führer durch Drehen des Hebels T den Verteilschalter betätigen, damit den Motor I vom Netz lösen und gleichzeitig die Reibkupplung ausrücken kann. Wird jetzt auf Heben gesteuert, so erhält nur der Motor II Strom, so daß die Bühne sich am hinteren Ende hebt und um den vorderen Stützzapfen schwingt. Sie geht dabei über die Leitrollen q, Fig. 25, hinweg, nachdem die Sicherung, welche die Seile am Herausspringen hindert, durch selbsttätiges Herumlegen des Hebels n entfernt ist. Bei einer Neigung von 45° wird die Hubbewegung durch Anstoßen der Mutter an die Scheibe Q, Fig. 30, unterbrochen.

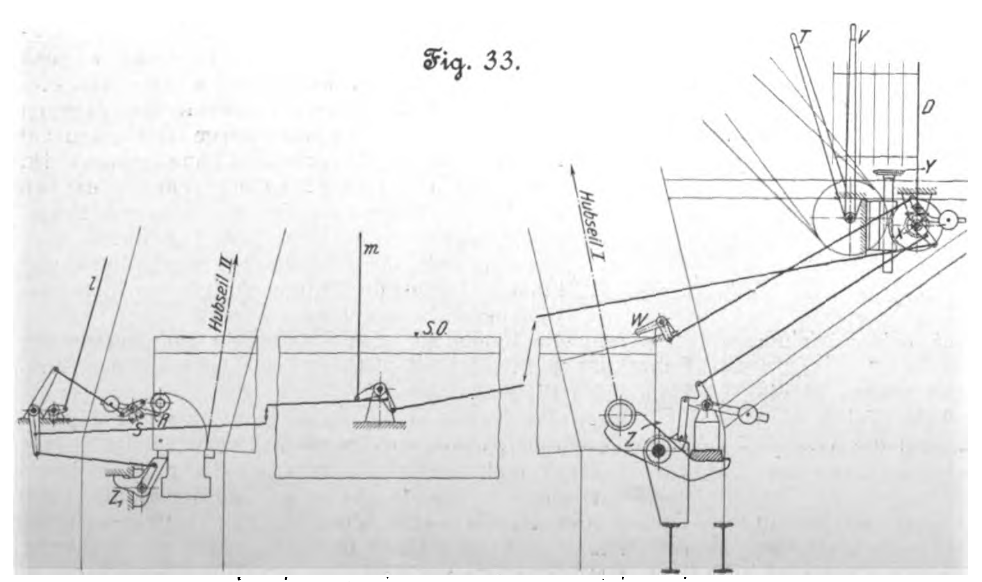
Bei der nun folgenden Senkbewegung rückt die Bühne die Seilsicherung wieder ein und gibt dann beim Aufsetzen den Verteilschalter, der während der Kippbewegung verriegelt war, frei, so daß Motor I wieder ans Netz gelegt und die Reibkupplung geschlossen werden kann. Der Führer hebt nunmehr die Bühne an, wobei die Gittertüren sich selbsttätig nieder. Der Wagen kann jetzt nach rechts unter dem Füllrumpf hindurch herausgefahren werden. Dabei drückt der Spurkranz den Hebel *o*, Fig. 25, nieder und zieht dadurch den Riegel *U* zurück, so daß die Hebel *J* und *K* herunterfallen können. Das Ende des Hebels *J* ist soweit gekröpft, daß das Gewicht hierbei an der Riegelvorrichtung vorbeigeht.

Fig. 30 bis 32. Ausrückvorrichtung.

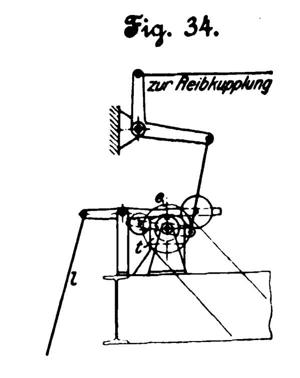


schließen, die Stützhebel zurückgehen und die Steuerstange zurückgedreht wird, worauf, wiederum mit selbsttätiger Endausschaltung, die Bühne gesenkt wird.

Beim Aufsetzen werden sämtliche Gleissperren umgelegt und außerdem die Fanghaken gelöst. Der zu der Fangvorrichtung gehörige Hebel *L*, Fig. 29, wird nämlich durch ein feststehendes Winkeleisen abgefangen, so daß er in der Pfeilrichtung ausschlägt und dadurch den Hebel *J* freigibt, der beim weiteren Senken durch den auf Riegel *U* treffenden Hebel *K* gedreht wird. Infolgedessen zieht die Stange *H* den Gelenkpunkt *B* nach *B'* zurück und legt so den Fanghaken



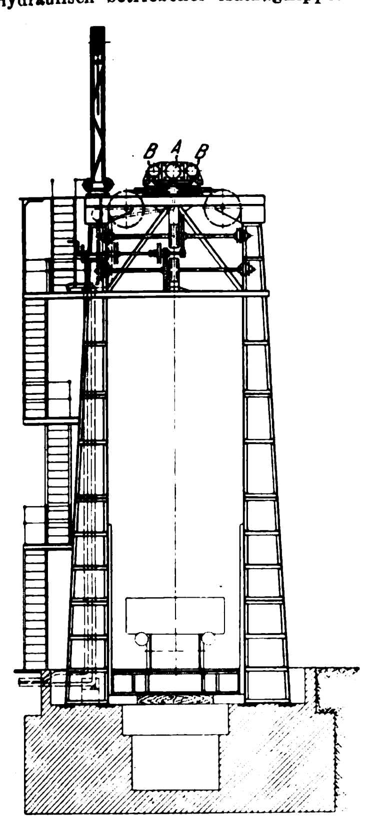
Hebel *St* hat sich inzwischen aufgerichtet, und die Stangen *F* und *G* stellen sich jetzt in gerader Linie *C''B'A'* ein, so daß der folgende Wagen den Fanghaken wieder aufrichtet. Beim Anheben der Bühne weicht Hebel *K* dem Riegel aus, während Hebel *J* durch Hebel *L* verriegelt wird. Die Aufgabe einer selbsttätigen Verriegelung durchfahrender Wagen findet also hier eine noch vollständigere Lösung als

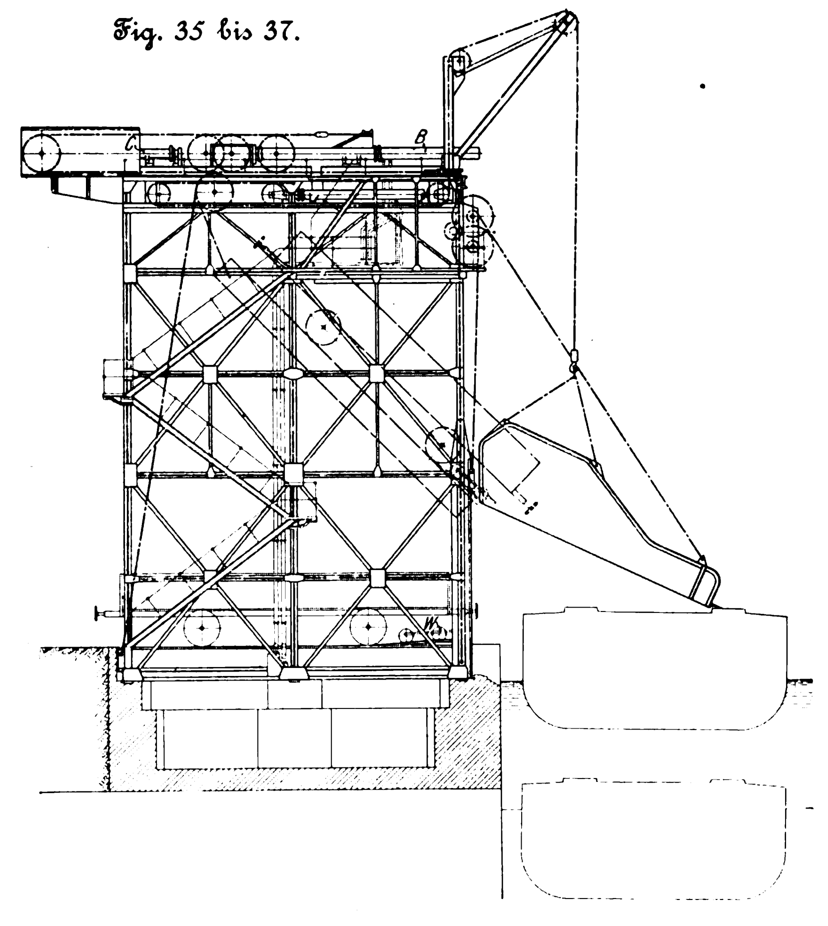


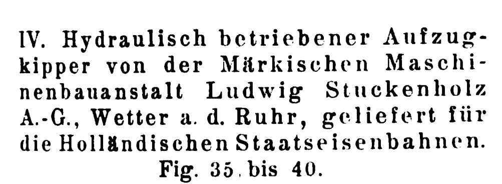
bei Bauart I, da jede Tätigkeit der Mannschaft fortfällt.

Das vom Motor II betätigte Hubseil legt einen Weg von ungefähr 17 m zurück. Die Hubgeschwindigkeit beträgt 0,092 m/sk, so daß für Heben und Senken zusammen rd. $6^1/_2$ min nötig sind. Nach Angabe der Firma nimmt ein ganzes Spiel je nach der Art des Materials und der Schnelligkeit, mit der der Wagen ersetzt wird, 8 bis 10 min in Anspruch, so daß die Leistung 6 bis 7 Wagen in der Stunde beträgt.

Fig. 35 bis 40.
Hydraulisch betriebener Aufzugkipper von der Märkischen Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G. in Wetter a. d. Ruhr.

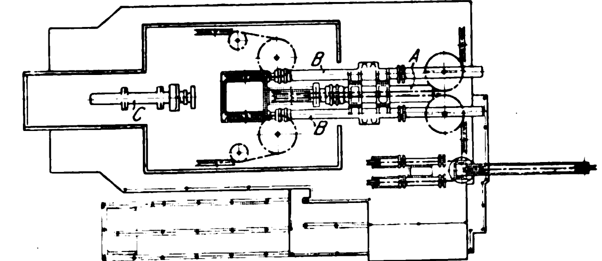






IV. Hydraulisch betriebener Aufzugkipper von der Märkischen Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G., Wetter a. d. Ruhr, geliefert für die Holländischen Staatseisenbahnen. Fig. 35 bis 40.

Wie bei dem Kipper der Benrather Maschinenfabrik ist eine einzige Bühne angeordnet, die von Motoren auf der oberen Plattform des Gerüstes gehoben und gekippt wird. Die Eigenart des Antriebmittels — Druckwasser statt Elektrizität — und das Fehlen eines Teiles der Sicherheitsvorkehrungen hat jedoch eine wesentliche Vereinfachung des Ganzen zur Folge, obwohl die Bedingung, daß der Hub den wechselnden Wasserständen angepaßt werden muß, neu hinzutritt.



Von den drei Hubzylindern, deren Einzelausführung Fig. 39 und 40 zeigen, faßt der mittlere, *A*, am vorderen Ende der Bühne an, das eine reine Hubbewegung zu machen hat, während die beiden äußeren *B B* das hintere Bühnenende heben und um den vorderen Kippzapfen schwenken. Die drei Kolben bewegen sich anfangs gemeinsam, sind aber nur kraftschlüssig miteinander verbunden, indem Kolben *A*, dessen Querschnitt etwas größer ist als die Summe der Querschnitte *B*, sich mit einem Holzbuffer gegen ein die äußeren Kolben verbindendes Querstück legt. Die drei Kolben werden von einem Hebel gesteuert. Nach Vollendung des gewünschten senkrechten Hubes fängt der durch einen besondern Steuerhebel vorher eingestellte

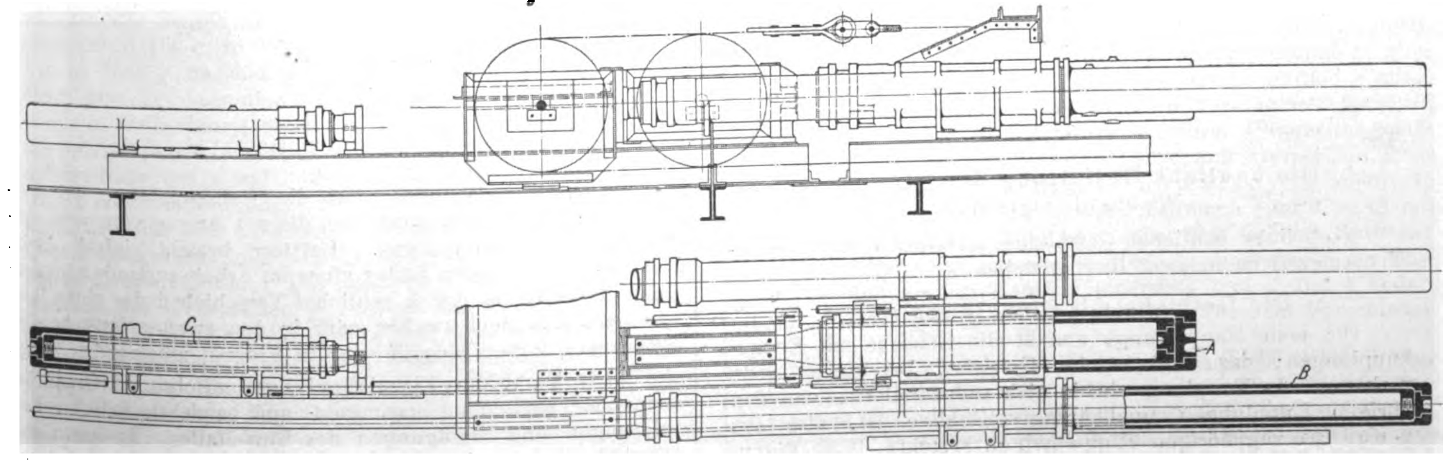
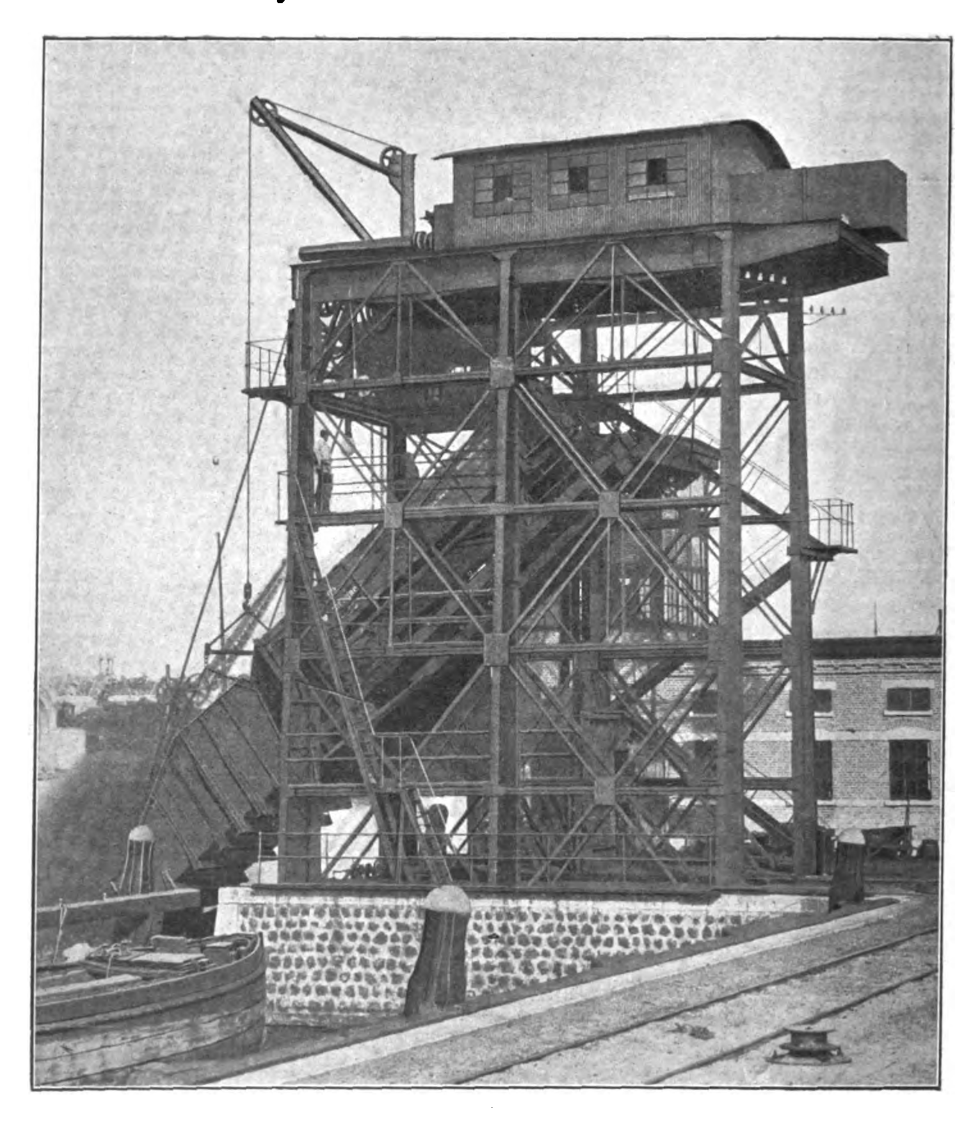


Fig. 39 und 40. Hubzylinder für die Bühne.

Kolben C den mittleren Kolben ab, während die Kolben B weitergehen und die Bühne kippen.

Die Schüttrinne wird durch einen hydraulisch betriebenen Drehkran gehoben und gesenkt. Ihre Neigung läßt sich

Fig. 38. Aufzugkipper von Ludwig Stuckenholz.



durch zwei Handwinden einstellen, die an den beiden Enden der Rinne angreifen und den Kran nach geschehener Hebung entlasten.

Der von einem hydraulischen Spill auf die Bühne gezogene Eisenbahnwagen rollt zunächst bis zu dem ansteigenden letzten Stück des Gleises vor, worauf die Stirnklappe des Wagens geöffnet wird. Die hierbei herausfallende Kohle nimmt ein Hülfswagen W auf, der auf einer geneigten Bahn steht und erst beim Kippen, gleichzeitig mit dem Eisenbahnwagen, vorrollt, wobei er die Schüttrinnenkante überdeckt. Dadurch wird aller Verlust an Kohle vermieden.

An der Vorderachse des Wagens greifen selbsttätig wirkende Fanghaken an, während Abkippen durch eine um die Hinterachse geschlungene Kette verhindert wird.

Die Umlaufzahlenreihen bei Werkzeugmaschinen.

Von Dr.-Ing. **Franz Adler.**

(Fortsetzung von S. 1500)

b) Die bauliche Gestaltung der Zahnräder-Wechselgetriebe.

Nach ihrer baulichen Gestaltung zerfallen die Zahnräder-Wechselgetriebe in zwei Hauptgruppen.

α) Die Getriebe mit Einzelkupplungen.

Die erste Hauptgruppe umfaßt die Getriebe mit Einzelkupplungen; das sind solche Getriebe, bei denen jede vorkommende Kupplung ein in sich selbständiges, von den übrigen Kupplungen unabhängiges Gebilde ist, also aus 2 nur ihr zugehörigen Kuppelhälften besteht. Ihrer Eigenart nach Einzelkupplung ist die Reibkupplung, des weiteren die Klauenkupplung und die mit ihr eng verwandte seitliche Zahnkranzkupplung. Letztere besteht einfach darin, daß man die beiden Räder eines im Arbeitszustande kämmenden Räderpaares durch seitliches Verschieben des einen Radkranzes aus dem zweiten oder in den zweiten feststehenden Radkranz außer Eingriff oder in Eingriff miteinander bringt.

Die Wahl der Einzelkupplungen erfolgt auf Grund ineinander greifender maschinen- und betriebstechnischer Forderungen und Erwägungen des Einzelfalles. Es lassen sich deshalb nur allgemeine Gesichtspunkte herausheben, von denen

die Größe der zu übertragenden Kraft

im Vordergrunde steht. Bei größten Uebertragungskräften stehen nur die Starrkupplungen zur Wahl. Sie haben hier das eine gemeinsam, daß sie nur beim Stillstand, allenfalls beim An- und Auslauf der Maschine eingerückt werden können. Die Zahnkranzkupplung spart die besonderen Kuppelzähne.

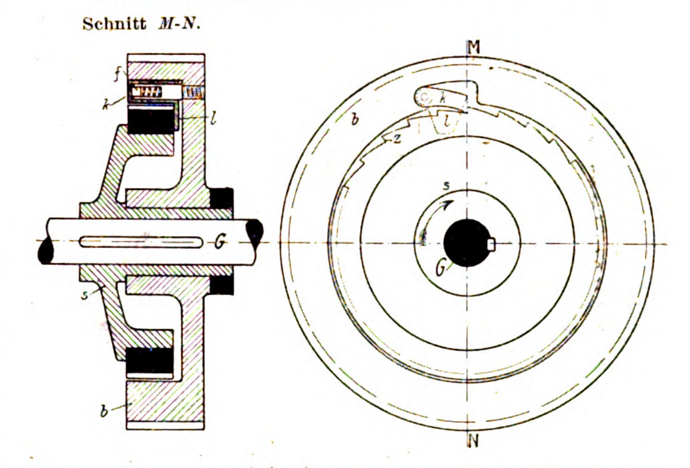
Handelt es sich um mittlere oder kleine Uebertragungskräfte, so haben sich die Verhältnisse zuungunsten der Starrkupplungen in neuerer Zeit dadurch verschoben, daß sich die betriebstechnische Forderung der Abkürzung der Totzeiten immer dringlicher geltend macht und zur Vornahme der Wechsel während des Ganges der Maschine zwingt. Sobald der Zwanglauf des bewegten Mechanismus durch Ausschaltung einer Kupplung gelöst wird, sinkt die minutliche Umlaufzahl n_1 der freigewordenen, in einem Punkt vereinigt gedachten Massen unter dem verzögernden Einfluß der Widerstände auf die minutliche Umlaufzahl n_z, welche um so tiefer liegt, je länger der Zwischenzustand dauert. Oft muß sogar ohne Stillsetzung des Antriebes $n_z = 0$ gemacht werden, z. B. wenn ein kurzer Arbeitshandgriff am ruhenden Werkstück nötig ist. Soll nun die neue Umlaufzahl n_2 in Wirksamkeit treten, so muß zunächst der Unterschied der Umlaufzahlen $n_2 - n_z = d$ durch die Beschleunigung der freien Schwungmassen ausgeglichen werden. Bei Einschaltung einer Starrkupplung kann dieser Ausgleich aber nur plötzlich, und zwar in dem Augenblick erfolgen, in welchem die Klauen oder Zähne fassen, d. h. die Beschleunigung geschieht durch einen Stoß. Vergegenwärtigt man sich außerdem, daß beim Auftreten dieses Stoßes die Klauen oder schlimmer noch die Radzähne sich erst teilweise im Eingriff befinden, so erkennt man die Gefahr eines Triebwerkbruches. Man muß deshalb durch Anspitzen der Klauen und Zähne dafür Sorge tragen, daß sowohl das zeitraubende und lästige Vorbeiklirren der Kuppelhälften aneinander vermindert, als auch die im Augenblick des Eingriffes wirksame Tragfläche vergrößert wird. Dabei dürfen die Starrkupplungen nur bei mäßigen Unterschieden der Umlaufzahlen im Betrieb eingerückt werden.

Viel besser wird den vorliegenden Verhältnissen die Reibkupplung gerecht, nachdem sie ihre Kinderkrankheiten, nämlich übermäßigen Verschleiß und Unzuverlässigkeit, überwunden und vornehmlich in Amerika eine einwandfreie Durchbildung erfahren hat. Denn sie läßt sich schnell bei allen Umlaufzahlen, und zwar mit ihrer gesamten Reibfläche auf einmal, in Eingriff bringen und gewährt durch ihre Nachgiebigkeit, d. h. durch das Gleiten der zu hoch belasteten Reibflächen bis zu ihrer Normalbelastung, den auftretenden Kräften eine entsprechende Zeit für die Massenbeschleunigung, so daß sich die letztere ohne Stoß oder wenigstens nur mit einem geringen Stoß vollzieht. Wie großen Wert man übrigens auf die Vermeidung solcher Erschütterungen legt, das erhellt am besten aus einer Maßnahme der neuesten Zeit zur Verminderung von d. Man fügt nämlich nach dem Vorgange der Jones & Lamson Co.[1]) in die Wechselgetriebe selbst da, wo Reibkupplungen arbeiten, die langsamste Umlaufzahl derart ein, daß sie stets mit Hülfe eines laufenden Gesperres während der Zwischenzeit der Wechsel von selbst als Zwischenumlaufzahl n_z in Wirksamkeit tritt. Ein Beispiel dieser Art ist in Fig. 30 und 31 geboten. Solange die Welle G durch eine der hier nicht gezeichneten Uebersetzungen von A aus in Pfeilrichtung getrieben wird, überholen die Zähne z des Sperrkörpers s die Klinke k, welche in einer Tasche des auf der Nabe von s frei laufenden Zahnrades b untergebracht ist. Dieses Zahnrad bildet mit einem auf A sitzenden Rade zusammen das der langsamsten Umlaufzahl entsprechende Uebersetzungsverhältnis und erhält eine stets gleichbleibende Drehbewegung. Der Lappen l schleift unter dem Andruck des Federstiftes f seitlich an s und wird samt seiner Klinke in der Höhe schwebend erhalten, da die Reibungskraft zwischen l und s ein linksdrehendes Moment der Klinke erzeugt. Dadurch ist das lästige Klirren der Klinke vermieden. In dem Augenblick, wo ein Wechsel vorgenommen wird, wird die Welle G frei und verzögert sich samt ihrem Sperrkörper. Sobald aber die Umlaufzahl von s kleiner werden will als die von b, wird das Drehmoment der Klinke rechtsdrehend und drückt die Klinke in die Sperrzähne nieder. Dadurch wird s und damit G die gleiche Umlaufzahl wie b aufgezwungen, so daß die Umlaufzahl also niemals unter n_z sinken kann. Geht man nun, falls man nicht beabsichtigt, die über b erteilte langsamste Umlaufzahl n_z beizubehalten, zu einer andern Umlaufzahl über, so tritt wieder das linksdrehende Klinkenmoment auf und löst durch augenblickliches Anheben der Klinke die Verbindung von s und b.

Fig. 30 und 31.

Selbsttätige Sperradkupplung (Jones & Lamson Co.).

Schnitt M-N.



Die Klauen- und Reibkupplungen verlangen ihrer Eigenart entsprechend das

Mitlaufen unbelasteter Räder des Wechselgetriebes.

Maschinentechnisch hat dies nicht viel zu bedeuten. Denn wenn sich auch mit der Zeit zwischen den spielfrei geschnittenen Zähnen Spielräume ausbilden, so sind diese doch als Beschleunigungsweglängen zu klein, um den Hinterkämmstoß, der bei Kraftschwankungen auftritt, bis zu einer den Zahnbruch herbeiführenden Größe anwachsen zu lassen. Dagegen führt schon der kleinste Spielraum zu einem dröhnenden Geräusch, das den Arbeiter belästigt. Das ist ein betriebstechnischer Nachteil. Bei der Zahnkranzkupplung ist natürlich jeweils nur ein Räderpaar im Eingriff. Diesem Umstande, vor allem aber ihrer besonderen Eignung für die maschinentechnische Forderung der

Vermeidung von Gegenschaltungen,

verdankt die Zahnkranzkupplung ihre Beliebtheit. Man braucht ja nur die verschiebbaren Räder miteinander auf einer Hülse starr zu verbinden und die Räderpaare so anzuordnen, daß beim Arbeiten eines derselben die übrigen sich außer Eingriff befinden. Als Beispiel führe ich den Spindelstock in Fig. 32[1]) an. Bei ihm sitzen 4 Räder fest auf der getriebenen Welle zu je zweien dicht nebeneinander und so geordnet, daß die beiden größeren Räder b und h die Flanken des Blockes bilden. Die vier entsprechenden Räder der antreibenden Welle sind mit ihr durch eine Feder verbunden, aber längsverschieblich. In der Zeichnung kämmt gerade e mit f. Für diesen Eingriff befindet sich die Verschiebeklammer k, welche von einem Zahnbogen s auf ihrer Unterseite gefaßt wird und um die Kränze der Räder c und e greift, in ihrer äußerster Lage rechts. Wird sie nach links verschoben, so beginnt g in h einzufassen, wenn sich noch e im Eingriff mit f befindet. Das Wechseln kann also hier nur bei Stillstand der Maschine vorgenommen werden, da sonst wegen der starren Verbindung von e und g einerseits und f und h anderseits eine Hemmung eintreten würde. Vor dem Verschieben

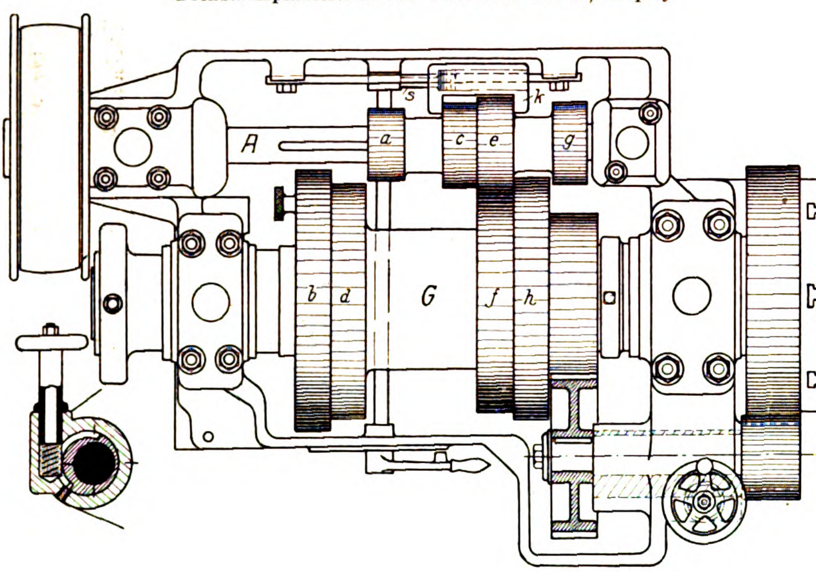
[1]) Am. Mach. 1904 S. 847 und 1062; vergl. auch 1905 II S. 361; Z. 1905 S. 1868.

[1]) Vergl. Eng. 1906 S. 473. Revue industrielle 1906 S 293. Siehe ferner: Am. Mach. 1901 S. 782, 1904 S. 1279, 1906 I S. 671. 1906 II S. 394. Mach. 1901 II S. 28, 1903 II S. 105, 1904 I S. 71. Eng. Suppl. v. 4. Nov. 1904 XIII und die Zusammenstellung von Nicolson & Smith.

selbst aber muß die geeignete Paßlage der neu zu kuppelnden Räder voreinander [Zahn vor Lücke] durch langsames Weiterdrehen des eben benutzten Räderpaares aufgesucht werden. Diesen Nachteilen steht nur der Vorteil der gedrängten Bauart gegenüber. Für gewöhnlich zieht man daher die breiteren Anordnungen vor, bei denen man im Lauf einkuppeln kann. Hier wird erst die eine Uebersetzung völlig entkuppelt, ehe die andre Uebersetzung eingerückt werden kann. Fig. 33 zeigt in ihrem Vordergrund diesen Zwischenzustand beim Wechsel der Uebersetzung $\frac{a'}{b'}$ nach $\frac{c'}{d'}$. Auf dieser Grundlage baut sich eine große Zahl englischer und amerikanischer Drehbankspindelstöcke auf. In Deutschland ist diese Bauart nur vereinzelt zu finden.

Fig. 32.

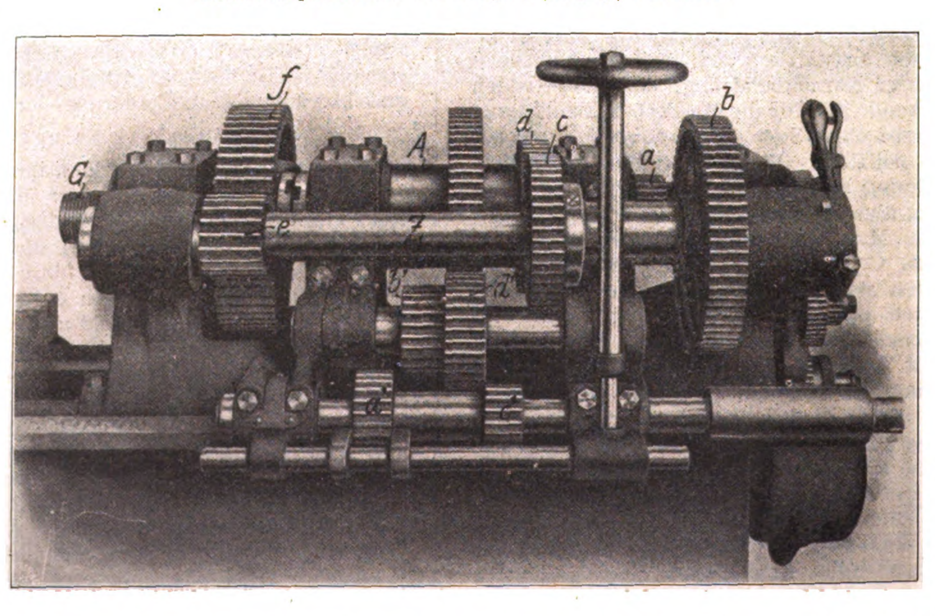
Drehbankspindelstock von Parkinson & Son, Shipley.



Man kann sich leicht auch Ausführungen[1]) von Rädersäulengetrieben für beispielsweise 9 Wechsel mit solchen gegenschlußsicheren Zahnkranzkupplungen in der Weise ausgestattet vorstellen, daß die auf der Zwischenachse sitzenden drei Räder festgekeilt sind, während die beiden Blökke zu je 3 Rädern auf der treibenden und der getriebenen Welle verschieblich sind. Es können also dann 9 verschiedene Wechsel durch nur zwei Hebel betätigt werden. Das ist in der Tat ein Vorzug, den man sich in neuester Zeit zunutze macht.

Fig. 33.

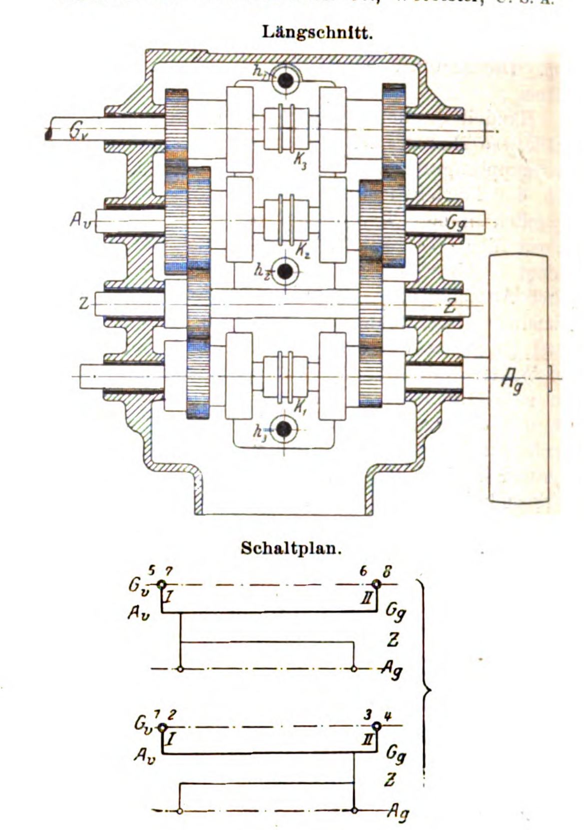
Drehbankspindelstock von Lodge & Shipley, Cincinnati.



Bei den Klauen- und Reibkupplungen ist dagegen die eben gekennzeichnete einfache Maßnahme der Verbindung der beweglichen Kuppelhälften untereinander nur für zwei benachbarte, im Zwischenraum ihrer Räderpaare liegende Kuppelhälften möglich. Immerhin genügt das schon zum Ausschluß von Hemmungen bei den zweisäuligen Wechselgetrieben, wie eines durch die Figuren 34 und 35 dargestellt ist. Auf die dreiachsige, verschweißte Anordnung für 4 Wechsel ist noch eine ordentliche Vervielfachung mit einer weiteren gleichachsigen Welle G_v aufgesetzt. Jede der drei Doppelmuffen bedient eine gepaarte Reibkupplung. Der Arbeiter kann bei den acht verschiedenen Einstellmöglichkeiten der drei Hebel zwar noch eine falsche der acht Umlaufzahlen, niemals aber einen Gegenschluß herbeiführen.

Fig. 34 und 35.

Zahnräder-Wechselgetriebe für den Hauptantrieb einer Bohrmaschine der Prentrice Bros. Co., Worcester, U. S. A.

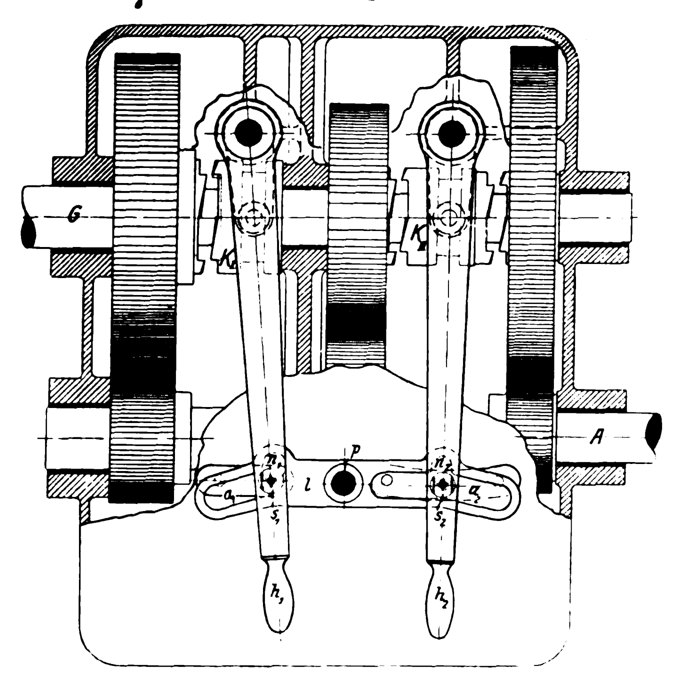


Sitzen aber, wie es bei der Mehrzahl der Getriebe der Fall ist, mehr als eine solche gepaarte Kupplung auf einer und derselben Welle, so müssen die Bewegungen der Muffen gegeneinander geeignet gesteuert werden. Zu diesem Behufe führen de Fries & Co. nach Fig. 36 die beiden Handhebel h_1 und h_2, welche die Kuppelmuffen K_I und K_{II} bedienen, mit Führstiften s_1 und s_2 in einer schwingenden Leitschiene l. Beide Hebel befinden sich in der Zeichnung in Todstellung. Soll nun beispielsweise K_I eingerückt werden, so wird h_1 nach links ausgeschwungen. Dabei gleitet sein Führstift s_1 den gekrümmten Ausschnitt a_1 der Leitschiene entlang und

[1]) Am. Mach. 1905 II S. 808 und 1906 II S. 201.

dreht diese um ihren Drehpunkt p rechts herum. Infolgedessen senkt sich auf der andern Seite eine Aussparung n_2 der Leitschiene über s_2 nieder und hält dadurch den Hebel h_2 unverrückbar in seiner Todlage. Ein Wechsel ist also erst wieder möglich, wenn h_1 in seine Todlage zurückgekehrt ist und s_2 den Stift h_2 wieder freigegeben hat.

Fig. 36. Hebelsicherung von de Fries & Cie.

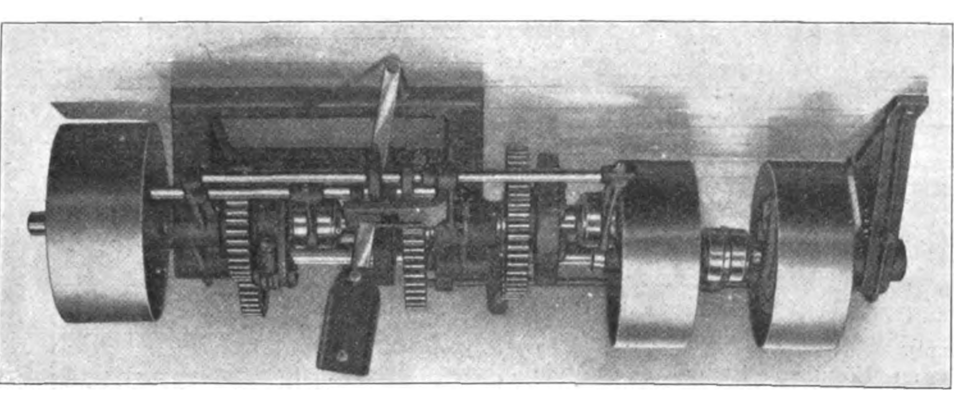


Das gleiche Spiel der Sicherung erfolgt bei der Betätigung des Hebels h_2.

Lodge & Shipley vereinigen die beiden Hebel h_1 und h_2 in einem und lassen diesen durch eine Mittellage gelangen, in welcher er sich vom Zusammenhange mit der einen Kupplung trennt, um sich mit der andern zu verbinden. Der Hebel lehnt sich hier gegen zwei Bunde entweder der einen oder der andern Kuppelstange und verschiebt so mit ihnen wechselweis die zugehörigen Kupplungen nach rechts und links[1]).

Fig. 37.

Deckenvorgelege für 3 Umlaufzahlen von Lodge & Shipley, Cincinnati.

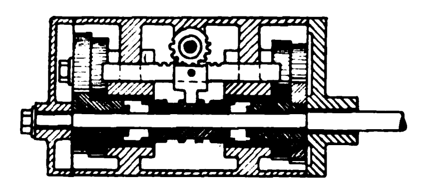


Es hat bei den Muffenkupplungen nicht an Versuchen gefehlt, mehr als zwei bewegliche Kuppelhälften untereinander zu verbinden. Aber solche Versuche sind gegen die Natur der Einzelkupplungen und können deshalb zu keinem befriedigenden Ergebnisse führen. Davon legt Fig. 38[2]) Zeugnis ab. Hier sind außer den beiden Klauenkränzen an der Flanke noch zwei solche am Umfange der Muffe ausgebildet, um mit entsprechenden Kränzen an der Innenseite der Naben zweier weiterer Räder in Eingriff gebracht zu werden. Aber das ist nur zu erkaufen durch Ineinanderschachtelung der Naben, die bei größeren als der vorliegenden Ausführung maschinentechnisch unzulässig ist. Als Unbequemlichkeit tritt die Notwendigkeit hinzu, zwecks Ueberganges vom äußersten Räderpaare links nach dem äußersten Räderpaare rechts eine zeitraubende Durchkupplung der beiden dazwischen liegenden Räderpaare vorzunehmen.

Alle Zahnräder-Wechselgetriebe, die mit den bisher besprochenen Kupplungen ausgestattet sind, bauen sich verhältnismäßig breit, weil sie den beweglichen Kuppelhälften Platz zur seitlichen Verschiebung gewähren müssen. Es macht sich aber oft seitens der Maschine das dringende Bedürfnis nach möglichst gedrängter Anordnung der Zahnräder-Wechselgetriebe geltend. Die dafür geeignetste Lösung ist offenbar das lückenlose Aneinanderreihen der Räder. Mit der ersten Forderung treten bemerkenswerterweise immer zwei weitere auf, nämlich die der Verminderung von Kuppelelementen und die des Wegfalls der lästigen Sicherungen. Sie zwingen zu einer Maßnahme, die sich auch am gleichen Scheidewege bei den Riemenrollen-Wechselgetrieben geltend macht, nämlich zum Uebergang von den Einzelkupplungen zur Gemeinschaftskupplung. So entstehen

Fig. 38.

Zahnräder-Wechselgetriebe für den Vorschub der Owen-Fräsmaschine.

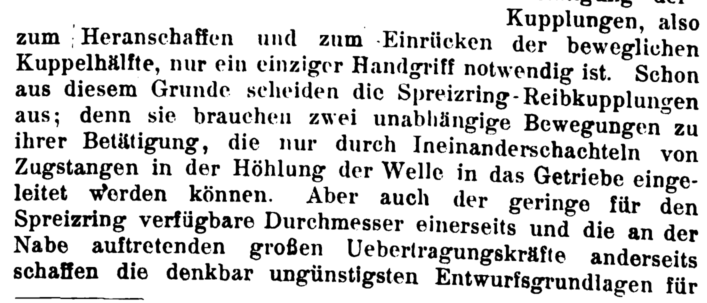


β) die Stufenrädergetriebe mit Gemeinschaftskupplungen.

Als Gemeinschaftskupplungen bezeichne ich solche Kupplungen, bei denen mehreren festen Kuppelhälften nur eine bewegliche entspricht.

β₁) Die Stufenrädergetriebe mit Innenkupplungen.

Es steht zunächst zur Unterbringung der Kupplungen der Räder einer Welle die Bohrung der Nabe mit dem zugehörigen Wellenabschnitt frei. Zu diesem Platze geht der Weg nur durch das Innere der Welle. Auch aus diesem Grunde dürfte eine Gemeinschaftskupplung mit ihrer kleineren Anzahl von Kuppelbestandteilen zweckmäßiger sein als eine Einzelkupplung, von denen bei Stufenrädergetrieben im übrigen nur zwei gelungene Einzelversuche vorliegen[1]). Bei dem beschränkten Raum wird man aber auch fordern dürfen, daß zur Betätigung der Kupplungen, also



zum Heranschaffen und zum Einrücken der beweglichen Kuppelhälfte, nur ein einziger Handgriff notwendig ist. Schon aus diesem Grunde scheiden die Spreizring-Reibkupplungen aus; denn sie brauchen zwei unabhängige Bewegungen zu ihrer Betätigung, die nur durch Ineinanderschachteln von Zugstangen in der Höhlung der Welle in das Getriebe eingeleitet werden können. Aber auch der geringe für den Spreizring verfügbare Durchmesser einerseits und die an der Nabe auftretenden großen Uebertragungskräfte anderseits schaffen die denkbar ungünstigsten Entwurfsgrundlagen für

[1]) Aehnliche Ausführung s. Z. 1904 S. 418.

[2]) Am. Mach. 1904 S. 458 und 1051; Revue de mécanique 1904 II S. 402.

[1]) Am. Mach. 1902 S. 1683, 1903 S. 649 und 1237; Z. 1904 S. 421.



Fig. 39 bis 43. Gemeinschafts-Innenkupplungen.

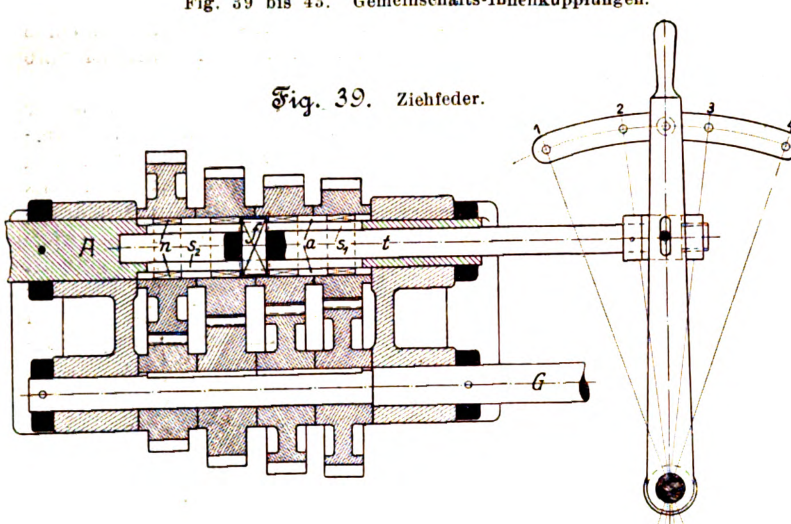


Fig. 39. Ziehfeder.

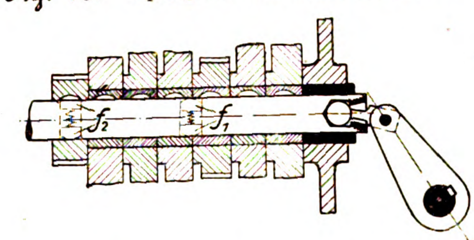


Fig. 40. Springfeder von Jones & Lamson.

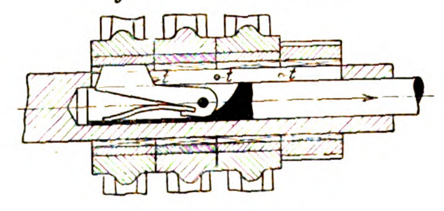


Fig. 41. Springklinke.

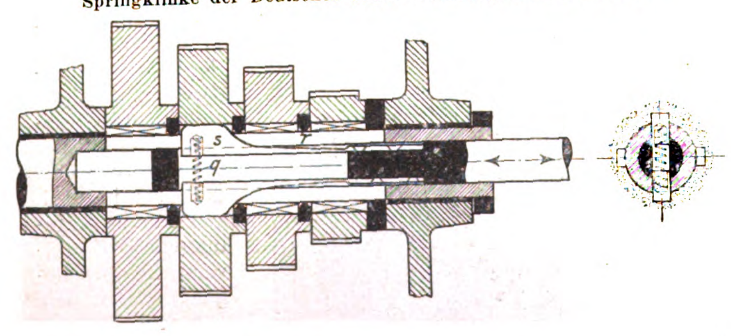


Fig. 42 und 43. Springklinke der Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik.

eine solche Reibkupplung[1]).

Unter den brauchbaren Lösungen ist die älteste die Ziehfeder[2]). Ihre Wirkungsweise ist in Fig. 39 veranschaulicht. Die treibende Welle A ist ausgehöhlt und über die ganze Breite der Räder mit zwei langen Schlitzen s_1 und s_2 versehen. In diesen Schlitzen hat die Feder f, die um den Betrag der Tiefe der in die Rädernaben eingeschnittenen Nuten beiderseitig aus der Welle herausragt, ihre Führung. Sie ist an einer Stange t befestigt, welche in der Höhlung von A Aufnahme findet, und ist mit ihr verschieblich. Beim Wechsel muß natürlich erst die Feder aus der Nut der Nabe des einen Rades austreten, sofern man nicht das ganze Getriebe stillsetzen will, ehe sie in die benachbarte Nut eintreten darf. Das verlangt die Anordnung von Ausdrehungen a der Nabe zwischen den einzelnen Federnuten n. Falls die Uebertragungskraft klein ist, arbeitet diese einfachste Anordnung einwandfrei, wobei bezüglich des Einflusses, den die Größe der Umlaufzahlen auf das Einrücken hat, das bei den Starrkupplungen früher Gesagte auch hier sinngemäß gilt. Die größere Kraft verlangt auch ihrerseits eine breitere Feder und diese wieder breitere Ausdrehungen. Die Ausdrehungen aber verursachen wegen der dadurch bedingten Verkürzung der Tragflächen ein merkliches Schwanken größerer Räder[1]).

Diese Unzulänglichkeiten lassen sich beheben, wenn man dazu übergeht, die Feder in Richtung des Bohrungsdurchmessers einzurücken. Da aber die Forderung aufgestellt wurde, daß nur ein einziger Handgriff zum Wechsel notwendig ist, so muß diese Einrückbewegung selbsttätig erfolgen und von der Verschiebebewegung in dem Augenblick ausgelöst werden, wo die bewegliche Kuppelhälfte vor die feststehende Hälfte gelangt ist. Das Mittel für solche selbsttätige Bewegung ist die Feder. Sie wird als Schraubenfeder aber nur dort Anwendung finden dürfen, wo sie einen ausreichenden Raum für ihre Spannung und Entspannung vorfindet, also bei stärkeren Wellen. Sie sitzt dann, wie es in Fig. 40[2]) gezeigt ist, in einer Einbohrung der Welle und drückt ständig die ein- oder zweiteilige Kuppelfeder f_1 nach außen. Diese fällt je nach der Lage der Welle, mit der sie zugleich verschoben wird, in eine Nut ein oder stützt sich an dem stehengebliebenen vollen Rande der Nabe, ohne in die Nut gelangen zu können. Sind wie im Beispiel eine

Fig. 44 bis 46. Stufenrädergetriebe der Becker-Brainard Milling Machine Co. für den Vorschub einer Fräsmaschine (D. R. P. Nr. 152493).

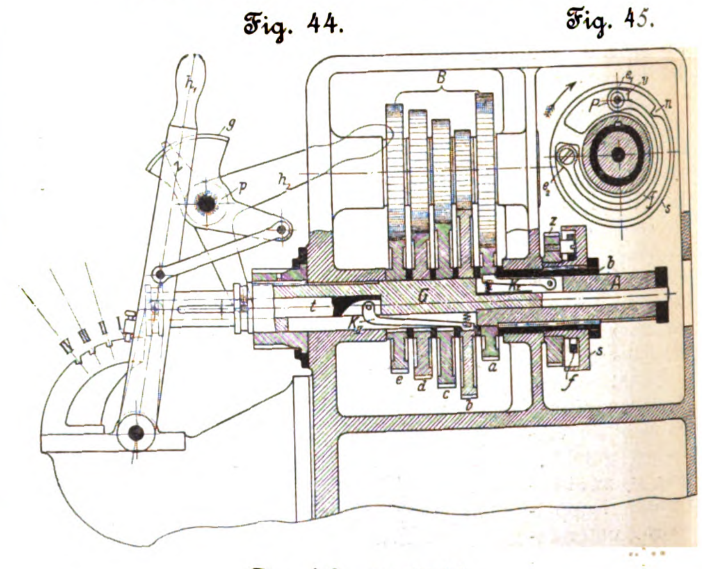


Fig. 44. Fig. 45.

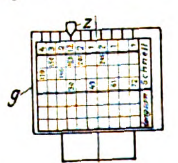


Fig. 46. Schalttafel.

Vorschubgeschwindigkeiten in tausendstel Zoll.

---

1) Am. Pat. 233702 vom Jahre 1880, 462481 vom Jahre 1891, 684432 vom Jahre 1901. Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 164. Eng. 1904 II S. 413. Revue industrielle 1906 I S. 89. Z. 1891 S. 275. Z. f. W. 1901/02 S. 104. Am. Mach. 1904 II S. 1001 E. Revue de mécanique 1905 I S. 378.

2) Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 164, und Am. Mach. 1906 II S. 151.

1) Vergl. Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 164: Verhinderung des Schwankens.

2) Am. Mach. 1902 S. 415, 1904 S. 1062. Mach. 1904 März S. 255.

größere Zahl Räder zu bedienen, so kann man den Verschiebeweg auf die Hälfte abkürzen, wenn man zwei Federn f_1 und f_2 wechselweise wirken läßt.

Zuverlässiger aber arbeiten die mit Blattfedern ausgestatteten Springklinken Fig. 41 bis 43 [1]). Von ihnen ist die erste um einen Stift, der in die Zugstange eingetrieben ist, drehbar gespannt. Sie wird aus ihrer Arbeitlage beim Wechsel dadurch entfernt, daß sie, mit ihren abgeschrägten Stirnflächen an einem der festen Stifte t der Wellendurchbrechung gleitend, beim Verschieben niedergeholt wird. Aus dieser ihrer Leerstellung kann sie erst wieder in die nächste Nut einspringen, wenn sie mit ihrem Rücken am Stift vorbeigeglitten ist.

Die Deutsche Niles-Werkzeugmaschinenfabrik vereinigt Feder und Klinken zu einem Bestandteil s und besorgt das Herabdrücken der gepaarten Springklinken durch abgeschrägte Ringe r. Die kleine Schraubenfeder q dient nur als Puffer, um die gepaarten Klinken vor Erlahmen und Bruch zu schützen.

Wie bei den Einzelkupplungen liegt auch hier bei den Gemeinschafts-Innenkupplungen ein gelungener Versuch zur

Verbesserung der Einrückverhältnisse

vor. Bei dem Getriebe [2]) Fig. 44 bis 46 ist auf A unter Vermittlung einer Büchse b eine Scheibe s fest aufgebracht und mit dem auf ihrer Nabe lose laufenden Zahnrade z durch eine Feder derart verbunden, daß die Feder mit ihrem einen Ende e_1 einen Bolzen des Zahnrades z, mit ihrem andern Ende e_2 einen Stift der Scheibe s umklammert. Bei der in Pfeilrichtung gedachten steten Drehung von z liegt im Arbeitfall f mit seinem Vorsprung v auf der Nase n der Scheibe s fest auf und leitet die Bewegung starr von z auf s über. In dem Augenblick aber, wo die Kraftverbindung von A und G durch Ausklinken einer Kupplung k_I oder k_{II} gelöst wird, wird die Feder von dem sie belastenden Arbeitsdrucke P frei und schnellt in ihre in Fig. 45 gezeichnete Entspannungslage zurück, wobei ihr der Bolzen von z als fester Stützpunkt dient. Tritt jetzt die Kuppelklinke wieder in Tätigkeit, so findet sie im ersten Augenblick ihrer Berührung mit der Nut nicht wie sonst gleich das volle Arbeitsdrehmoment, sondern nur das schwache Leergangdrehmoment vor. Denn durch diese ihre Berührung mit der Nut schafft sie noch nicht eine zwangläufige Verbindung zwischen A und G, weil ja erst wieder die Feder gespannt werden muß, bis v mit n zur Anlage kommt. Das Drehmoment wächst also nicht wie früher plötzlich, sondern langsam an, und die Klinke findet deshalb Zeit, unter einem kleineren als dem Arbeitsdrucke leicht an den Flächen der Nut entlang in ihren vollen Eingriff einzuschlüpfen.

[1]) Prentice Bros. Co., Worcester U. S. A. Vergl. ferner Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 164 und 165. Am. Mach. 1901 S. 1177, 1904 S. 1385 (Schraubenfeder), 1905 II S. 171. Z. 1905 S. 1021, 1909 S. 1275. Revue de mécanique 1904 II S. 206. Z. f. W. 1900/01 S. 164, 355, 1903/04 S. 447.

[2]) D. R. P. 152493. Z. f. W. 1903/04 S. 447. Mach. 1902 Sept. S. 57.

Fig. 47 bis 54. Stufenrädergetriebe für den Vorschub der Herbert-Fräsmaschine.

Fig. 47. Ansicht.

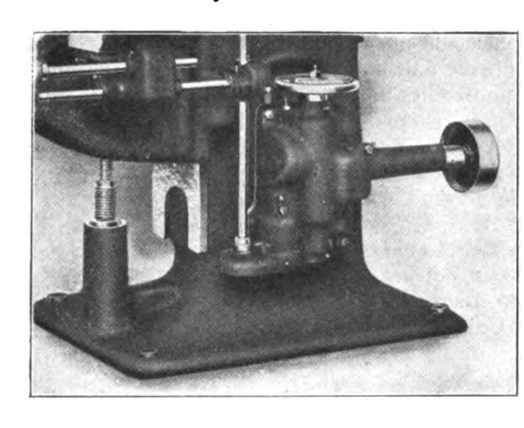
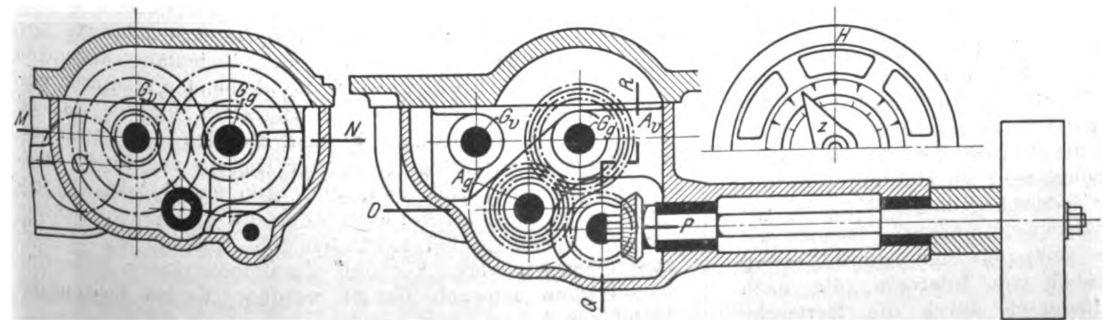


Fig. 48. Schnitt *M-N*. Fig. 49. Schnitt *O-P*. Fig. 50. Schnitt *Q-R*.

Fig. 51. Schnitt *V-W*. Fig. 52. Schnitt *S-T*. Fig. 53. Handrad mit Zeiger.

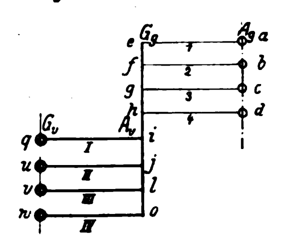


Auch die Innenkupplungen verlangen

das Mitlaufen der unbelasteten Räder des Getriebes.

Es heißt den Getrieben Gewalt antun, wenn man sie so einrichtet, daß sich nur die jeweiligen Kraftübertragungsräder im Eingriff befinden. Man sehe sich nur die Vorschläge [1]), die in der Patentliteratur reichlich niedergelegt sind, an, und man erkennt das Verfehlte eines solchen Beginnens an dem Aufwand von Hülfsmitteln.

Fig. 54. Schaltplan.



Stufenrädergetriebe mit Innenkupplungen sind ausschließlich kleinerer Kraftübertragungen fähig und deshalb zumeist nur als Vorschubgetriebe im Gebrauch.

Endlich beeinflußt noch der Wunsch nach

Vereinfachung des Bedienverfahrens

[1]) Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 165 Fig. 356. Am. Mach. 1902 S. 415 u. 1188, 1903 S. 1236. Z. 1904 S. 424.

die Ausgestaltung der Getriebe mit Innenkupplungen. Dort nämlich, wo zwei Gemeinschaftskupplungen vorhanden sind, werden ihre getrennten Bewegungen entweder von einer einzigen abgeleitet oder doch wenigstens dem Arbeiter in ihrem Zusammenwirken leicht verständlich gemacht. Das beste Beispiel[1] der letzteren Art bietet das Getriebe Fig. 44 und 45. Der Kräfteplan dieses höchst bemerkenswerten Wechselgetriebes ist uns schon in Fig. 28 begegnet. Er wird in folgender Weise verwirklicht: Die Welle A trägt eine Springklinke k_I, durch die sie zurzeit mit dem ersten Rade a gekuppelt ist. Sie treibt über den lose laufenden Stufenblock B die vier links von a auf G lose laufenden Räder b, c, d, e. Jedes derselben läßt sich durch die Springklinke k_{II}, die in bekannter Weise in G untergebracht ist und von der Stange t und dem Hebel h_2 gesteuert wird, mit G kuppeln. Es ergeben sich so vier verschiedene Umlaufzahlen von G. Wird nun die Welle A mit Hülfe von h_1 um eine Zahnbreite nach links geschoben, so kuppelt sie sich durch k_I mit b und treibt mit b auf den Stufenblock. Durch diese Verschiebebewegung ist aber auch die Welle G, die in A lose laufend eingesteckt ist, um eine Zahnbreite nach links gerückt worden. Die Klinke k_{II} findet also jetzt nur noch die drei losen Räder c, d, e jenseits von b vor, die sie einzeln mit G kuppeln kann, wodurch G drei weitere Umlaufzahlen erhält. Das Spiel setzt sich fort, indem noch zwei Umlaufzahlen und dann noch eine durch weiteres Vorrücken von A und Kuppeln der übrig gebliebenen losen Räder mit G gewonnen wird. Zum Anzeigen der Stellungen, in welche h_2 bewegt werden muß, wenn sich h_1 in seinen vier Hauptlagen I, II, III, IV befindet, ist eine gewölbte Schalttafel g an h_1 mittels Lenkers befestigt. Sie dreht sich um einen festen Punkt p entsprechend der Drehung von h_1 in vier verschiedene Lagen. Um p schwingt aber auch unabhängig von h_1 der Hebel h_2, dessen Zeigerstift z sich somit am Rande von g in vierfacher Stellung entlang bewegt. Die Anordnung der Zahlen auf der Tafel ist so getroffen, Fig. 46, daß in der obersten Reihe die Stellen, in welche h_2 für jede Hauptlage von h_1 bewegt werden muß, durch gleiche Zahlen vermerkt sind. Unterhalb dieser Zahlen befinden sich die zugehörigen Umlaufzahlen. Der Arbeiter braucht also beim beliebigen Wechsel die beiden Hebel nur gegeneinander zu bewegen, bis z auf die senkrechte Säule der neuen Vorschubgeschwindigkeit einspielt.

Fig. 47 bis 54[1] veranschaulichen dagegen die Ableitung der beiden Bewegungen der Muffen m_1 und m_2, welche zwei gemeinschaftliche Innenkupplungen bedienen, von einer einzigen Bewegung. Diese einzige Bewegung ist die Drehung des Handrades H. Auf dem letzteren ist an einem Markenkreis jede der 16 erzielbaren Umlaufzahlen vermerkt, und es genügt eine bloße Teildrehung von H, bis daß der feststehende Zeiger z auf die Marke der gewünschten Umlaufzahl einspielt, um diese Umlaufzahl wirksam werden zu lassen. Auf dem Handrad ist nämlich eine Kurvenrolle K festgekeilt. In ihr führen sich längs zweier Nuten n_1 und n_2 mit ihren Stiften s_1 und s_2 die Hebel h_1 und h_2, welche m_1 und m_3 bedienen. Da sie um die Drehpunkte p_1 und p_2 schwingen, so erteilen sie m_1 und m_2 eine Bewegung gleichsinnig derjenigen, die sie selbst unter dem Zwange der Kurvenführung erfahren. Sie erhalten aber von ihrer Kurve je 4 Kuppelbewegungen: h_1 vier Bewegungen, um die vier Verbindungswege $\frac{a}{e}$, $\frac{b}{f}$, $\frac{c}{g}$, $\frac{d}{h}$ der Grundvorrichtung (1, 2, 3, 4 des Schaltungsplanes) einzuschalten, und h_2 die vier Bewegungen zur Einschaltung eines der vier Verbindungswege $\frac{i}{q}$, $\frac{j}{u}$, $\frac{l}{v}$, $\frac{o}{w}$ der Vervielfachungsvorrichtung (I, II, III, IV des Schaltplanes).

(Schluß folgt.)

[1] Ein weiteres Beispiel ist das Gangsche Getriebe, Am. Mach. 1903 S. 649 und Z. 1904 S. 421.

[1] Z. 1906 S. 170. Revue industrielle 1906 S. 253 u. Taf. 13. Vergl. auch D. R. P. 105759 u. Z. f. W. 1899/1900 S. 36.

Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform.

Prüfungsergebnisse. Elastische und bleibende Formänderungen.

Von Prof. **R. Stribeck**, Direktor der Zentralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen in Neubabelsberg.

(Schluß von S. 1506)

C) Druckhärte.

Druckhärtekurve ist die Schaulinie Fig. 11, (S. 1500), welche die mittlere Pressung der Berührungsfläche in Abhängigkeit von der auf die Einheit des Krümmungsmaßes bezogenen Belastung, das ist $\frac{P}{d_r^2}$, darstellt.

Hertz beschränkt den Härtebegriff auf die Elastizitätsgrenze mit den Worten: »Die Härte eines Körpers wird gemessen durch den Normaldruck auf die Flächeneinheit, welcher im Mittelpunkt einer kreisförmigen Druckfläche herrschen muß, damit in einem Punkt des Körpers die Spannungen eben die Elastizitätsgrenze erreichen« (Gesammelte Werke I S. 193). Nun lassen sich durch Messung genügend enge Grenzen für den Durchgang durch die Elastizitätsgrenze nicht ermitteln, weshalb der Hertzsche Vorschlag unausführbar ist. Trotzdem hat er klärend und befruchtend gewirkt. Freilich würde er den Bedürfnissen des Ingenieurs, auch wenn er sich verwirklichen ließe, nicht entsprechen. Die Materialprüfung beschränkt sich nicht auf das Gebiet der elastischen Formänderungen; denn die Sicherheit der allermeisten Ausführungen beruht in einer beträchtlichen Dehnbarkeit des Materials, die erst nach Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze zur Geltung kommt. So hat die Zugfestigkeit für den Ingenieur keine geringere Bedeutung, weil sie sich auf das bleibend und nicht auf das nur federnd gedehnte Material bezieht. Und ist es mit der Härtekurve anders? Ist nur die Lage des Hertz-Punktes als Endpunkt der vom Ursprung ausgehenden kubischen Parabel von Interesse, die nach Kenntnis der Dehnungskoeffizienten durch die Hertzsche Gleichung schon bestimmt ist, und verdient nicht auch der anschließende, durch bleibende Formänderungen beeinflußte Kurventeil Beachtung, der lediglich durch Messung ermittelt werden kann? Selbst bei gehärtetem Stahl, den Hertz irrigerweise zu den spröden Körpern rechnet, »in welchen eine Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze nur als Entstehung eines Risses oder Sprunges« auftritt (Gesammelte Werke I S. 167), fällt der erste Sprung — Kreissprung oder Meridiansprung — schon weit in das Gebiet dieses zweiten Kurventeiles. Zwar bringe ich solche Sprünge, abweichend von Hertz, auch bei spröden Körpern überhaupt nicht zu dem Härtebegriff in Beziehung, sondern sie dienen mir zur Beurteilung der Zähigkeit des Materials (Formänderungsarbeit bis zum Eintritt des in Betracht kommenden Bruches). Aber die Härtekurve lehrt zusammen mit der Angabe über die Sprungbelastung, bis zu welcher Höhe der Eindrückungswiderstand in Anspruch genommen werden darf in Fällen, in denen die zulässige Grenzbelastung von der Sprunglast abhängt.

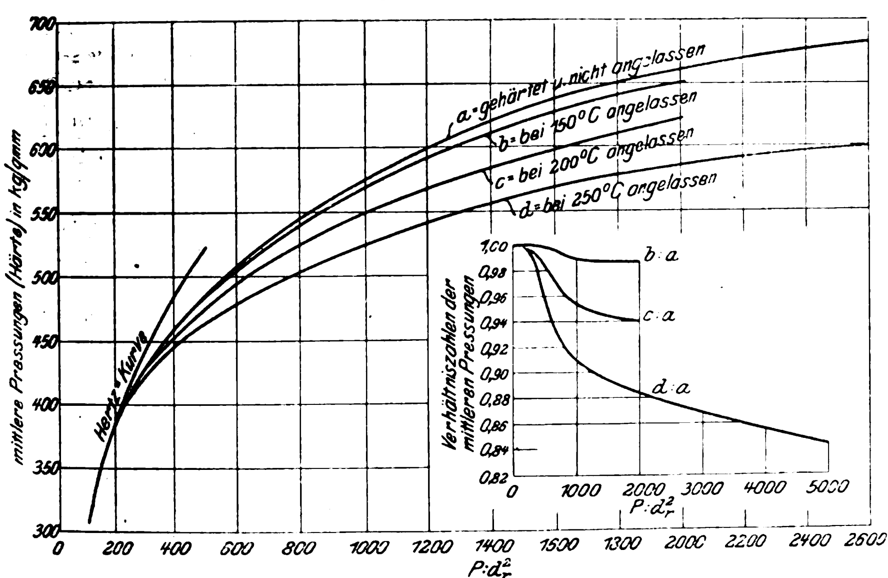
Zur weiteren Klarstellung der Bedeutung desjenigen Teiles der Härtekurve, welcher die bleibenden Eindrücke einschließt, ist folgender Versuch angestellt worden. Es sind die Druckflächen bestimmt worden, die sich beim Zusammendrücken sehr sorgfältig gelagerter Kugeln von 1,0 cm Dmr. mit 50, 75, 100, 150, 200, 300, 400 und 500 kg ergeben haben, und zwar im vollharten Zustand und ferner, nachdem sie 1/4 Stunde je bei 150°, bei 200° und bei 250° C angelassen worden sind. Vor dem Zusammendrücken ist je eine Kugel ganz schwach berußt worden. Es hat sich nun im Mittel aus 5 Versuchen ergeben:

Mittlere Pressung der Berührungsfläche in kg/qmm.

gehärtet und angelassen bei °C	Belastung in kg									
	50	75	100	150	200	300	400	500	2000	3000
20	384	428	457	508	547	599	637	659	820	843
150	383	430	457	508	537	589	634	650	—	—
200	374	480	(462)	494	524	572	600	620	—	—
250	387	427	446	479	502	540	566	591	671	686

Diese Ergebnisse sind zur Aufzeichnung der Schaulinien *a, b, c, d,* Fig. 22, benutzt worden, mit den Abszissen $\frac{P}{d_r^2}$, die viermal so groß wie die angegebenen Belastungen sind, und mit den Pressungen p als Ordinaten. Das Anlassen bei 150° hat hiernach schon eine Wirkung geäußert, denn die Pressungskurve fällt nicht mehr mit derjenigen vollharten Stahles zusammen. Die Abweichung hat sich aber erst für Belastungen über 150 kg ergeben, bei denen die Elastizitätsgrenze schon weit überschritten ist. Der Einfluß des Anlassens prägt sich um so deutlicher aus, je größer die Belastung bis zu einer gewissen oberen Grenze hin gewählt wird. Ganz Entsprechendes gilt für die höheren Anlaßtemperaturen. Genaueren Aufschluß hierüber gibt Fig. 23, welche die Verhältniswerte der Ordinaten $b:a$, $c:a$, $d:a$ durch Kurven darstellt.

Fig. 22 und 23.



Die praktische Erfahrung hat schon längst dahin geführt, daß der bei 150° oder einer höheren Temperatur angelassene Stahl für weniger hart als der nicht angelassene Stahl gilt, und in der Tat erweist unser Versuch auch erhebliche Pressungsunterschiede, die somit den Härteunterschied zum Ausdruck bringen. An der Elastizitätsgrenze des vollharten Stahles würde man aber irgendwelchen Unterschied nach unserm Verfahren nicht nachweisen können. Selbst wenn man in weiterer Auffassung des Hertzschen Vorschlages als Härte diejenige Ordinate nehmen wollte, bei welcher die Pressungskurve deutlich erkennbar von der für die rein elastische Formänderung gültigen Hertz-Kurve abweicht, würde sich kein brauchbares Verfahren ergeben.

Man betrachte auch die Dehnungskurven Fig. 2 und 3 (S. 1446/47). Wo wie hier die Kurve der bleibenden Dehnungen so zögernd aus der Nullinie heraustritt, die Anschmiegung beider so innig ist, hat die Elastizitätsgrenze eben überhaupt nicht die Bedeutung, die ihr durch die Hertzsche Definition beigelegt wird. Man vergleiche ferner Fig. 8 (S. 1450), nach welcher die Elastizitätsgrenze teils zu rd. 8000 kg/qcm, teils zu 15000 kg/qcm anzunehmen ist, während die Proben in Hinsicht auf den Härtegrad technisch als nahezu gleichwertig gelten müssen.

Sodann ist entgegen zu halten, daß es Metallegierungen gibt, die als hart gelten und doch eine sehr niedrige Elastizitätsgrenze haben. Dazu gehört u. a. der folgende in der Zentralstelle geprüfte Sonderstahl:

Zugfestigkeit 14600 kg/qcm; Bruchdehnung 5,4 vH.

Bei den Spannungen . . .	1980	3960	5940 kg/qcm
betrug die bleibende Längenänderung auf 150 mm Meßlänge	21	173	562 in $^1/_{10000}$ mm.

Die Elastizitätsgrenze liegt also unter 2000 kg/qcm. Der Stahl ist einem Härtverfahren unterworfen worden und war dann nach Werkstattbegriffen sehr hart. Die Bearbeitung mit dem Drehstahl konnte wegen seiner raschen Abstumpfung kaum in Frage kommen. Deshalb wurden die Proben erst gedreht und dann gehärtet. Nach Hertz wäre die Härte dieses Stahles etwa der weichsten Flußeisens gleich.

Auch die Härteabstufung der spröden Körper, »in welchen die Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze nur als Entstehung eines Risses oder Sprunges, also unter dem Einfluß von Zugkräften auftritt«, nach der Hertzschen Definition kann zu ganz unannehmbaren Folgerungen führen. Diese Körper sind nie frei von inneren Spannungen, welche von großem Einfluß auf die Sprunglast sein können. Zum Beispiel kann selbst bei einem eutektischen, überhitzt gehärteten Stahl der Kreissprung am Umfang der Druckfläche schon bei ganz geringer Belastung auftreten derart, daß dieser Stahl nach Hertz eine Härte ergeben würde, die ihn neben Weichmetalle stellt. Und doch sinkt seine Pressungskurve nur wenig unter die des gut gehärteten vollharten Stahles. Entsprechend liegen die Verhältnise bezüglich des Einflusses der inneren Spannungen beim Glas.

Das mag genügen, um zu zeigen, daß die Hertzsche Definition sowohl in ihrer Beschränkung auf die Elastizitätsgrenze als auch in ihrer Bezugnahme auf den ersten Sprung den Bedürfnissen der Technik und dem Sprachgebrauch nicht gerecht wird, und daß zur Kennzeichnung eines Materiales in Hinsicht auf seinen Widerstand gegen Eindrücken im allgemeinen die Pressungskurve bis weit über die Elastizitätsgrenze hinaus erforderlich ist. Dann kann aber als Härtemaß auch nicht die Pressung im Mittelpunkt der Druckfläche, sondern nur die mittlere Pressung in Betracht kommen.

Im Werkbetrieb kommt es nun allerdings zumeist nicht darauf an, sehr verschiedene Materialien in Hinsicht auf den Eindrückungswiderstand zu vergleichen, sondern darauf, die Herstellung eines bestimmten Materiales oder die Behandlung, der ein solches Material unterworfen wird, prüfend zu überwachen, und für solche Fälle ist es nun zumeist zulässig und im Interesse der Einfachheit des Verfahrens auch erforderlich, die Härteprüfung auf die Aufnahme eines oder doch nur weniger Punkte der Pressungskurve zu beschränken. Das gilt auch für die Stahlhärtung. Die bei 250° C angelassenen Proben der obigen Versuchsreihe entsprechen etwa der geringsten Härte, mit der bei gut geleiteter Massenherstellung von Kugellagern noch gerechnet werden muß. Es entsteht nun die Frage, wie der Punkt der Härtekurve, auf dessen Bestimmung man sich gebotenenfalls beschränken kann, zu wählen ist. Ich habe einleitend angegeben, daß die zur Kennzeichnung der Proben angegebene Härteziffer der Belastung $500 d^2$ kg im Fall von Kugel an Kugel und $2000 d^2$ kg im Fall von Kugel an ebener Platte entspricht. Ich habe also den zur Abszisse $\frac{P}{d_r^2} = 2000$ gehörigen Kurvenpunkt gewählt und bin dabei von folgenden Erwägungen ausgegangen.

1) Es ist bereits darauf hingewiesen worden, daß die Eigenschaften der Proben in verschiedenen Abständen von der Oberfläche verschieden sein können. Je größer nun bei gleichem Kugeldurchmesser die Prüflast ist, um so tiefer wird sich die bleibende Formänderung erstrecken. Zweckmäßiger-

weise sollten erhebliche bleibende Formänderungen nur in der Schicht hervorgebracht werden, deren Härte zu prüfen ist. Will man also die Beschaffenheit einer verhältnismäßig dünnen Außenschicht prüfen, so ist die Belastung kleiner zu wählen, als wenn man auch über die Härte in größerer Tiefe einen Anhalt gewinnen will. Da fast immer verlangt wird, daß die Außenschicht hart ist, so wird man die Härte in erster Linie für eine verhältnismäßig kleine Belastung $\frac{P}{d_r^2}$ zu bestimmen haben. In Fällen, in denen die Härte auch noch in größerer Tiefe (von mehreren Millimetern) groß sein soll, wird man auch noch für eine zweite und vielleicht noch eine dritte erheblich größere Belastung die Härte ermitteln. Bei der Prüfung von Kugeln ergeben sich insofern günstige Verhältnisse, als die vollharte Außenschicht im allgemeinen um so dicker sein soll, je größer die Kugeln sind, und der Nachweis hierfür auch bei gleichbleibendem $\frac{P}{d_r^2}$ durch die Prüfung erbracht wird; denn indem Kugeln gleicher Größe gegeneinander gedrückt werden, reicht die Wirkung um so tiefer, je größer der Durchmesser ist.

2) Für die Wahl der unteren Grenze der Belastung kommen die Verhältniswerte, welche in Fig. 23 durch Kurven dargestellt sind, und insbesondere die Kurve $d:a$ in Betracht. Ihre Veränderlichkeit oder die Tangente des Neigungswinkels zur Abszissenachse nimmt mit zunehmender Belastung ab. Sie ist bis 250 kg verhältnismäßig groß, nimmt jedoch in dieser Gegend rasch ab, und von etwa 400 kg an verläuft die Kurve flach, der Tangens ist klein und ändert sich nur noch langsam. Man wird deshalb die Belastung aus diesem Gebiet ≥ 400 kg, entsprechend $\frac{P}{d_r^2} \geq 1600$, wählen. Wegen der größeren Genauigkeit der Messung bin ich über diesen Wert hinaus auf 500 kg, entsprechend $\frac{P}{d_r^2} = 2000$, gegangen.

3) Für die Prüfung gehärteten Stahles sind die Verhältnisse insofern eigenartig, als man Normalproben, welche vom Gebrauchsgegenstande nach Form oder Größe abweichen, nicht verwenden kann, weil die Gestalt auf die Eigenschaften und Härtungsbedingungen von Einfluß ist. Deshalb sollte der Härtepunkt so gewählt werden, daß er für verschiedene Anschmiegungsfaktoren paßt. Am kleinsten ist der Anschmiegungsfaktor bei der Prüfung von Kugeln, nämlich $^1/_4$. Die Kugelform empfiehlt sich übrigens stets, wenn die Probe frei gewählt werden kann, also zum Beispiel zu allgemeinen Studien über das Härten, weil die Grundlage des Prüfverfahrens, daß Körper gleicher Materialbeschaffenheit gegeneinander gedrückt werden, am leichtesten gewährleistet werden kann, und weil die Prüfung auf Zähigkeit für diese Form eingehend erforscht ist. Der Anschmiegungsfaktor 1 kommt für Körper mit ebenen Flächen in Betracht und bedingt schon viermal so große Belastungen als der Anschmiegungsfaktor $^1/_4$. Man wird nun verlangen, daß die als Werkzeug benutzten Kugeln unter dieser höheren Belastung noch nicht brechen, ja, man wird zweckmäßigerweise diese Forderung auch noch für größere Anschmiegungsfaktoren zu erfüllen suchen. Zum Beispiel ist der Anschmiegungsfaktor für die Laufrinnen und Kugeln von Kugellagern zumeist größer als 3. Die von mir gewählte Prüflast $\frac{P}{d_r^2} = 2000$ beträgt nun beim Anschmiegungsfaktor 3 $6000 d^2$ kg, welche Belastung im Hinblick auf die Bruchgefahr nicht zu groß ist (vergl. III B).

4) Bei der Belastung $\frac{P}{d_r^2} = 2000$ ist die Prüfung vielfach ohne Schädigung der Probe möglich. Man kann deshalb häufig die Prüfung an den Gebrauchskörpern selbst vornehmen und auf alle Stücke erstrecken, was gerade für gehärteten Stahl sehr wertvoll sein kann.

Unsrer Härteprüfung eigentümlich ist, daß der Einfluß des Kugeldurchmessers und des Anschmiegungsfaktors auf die anzuwendende Belastung bekannt ist und in einfacher Form auftritt. Im Abschnitt III A ist die Gültigkeit der betreffenden Beziehung für vollharten Stahl bewiesen mit der Einschränkung, welche die großen Belastungen von $2000 d_r^2$ und darüber betrifft. Es soll hier noch für die besonders empfohlene Belastung $\frac{P}{d_r^2} = 2000$ gezeigt werden, daß die erwähnte Gleichung auch für geringere Härtegrade gilt derart, daß das bei der Prüfung des Materiales und der Stahlhärtung in Betracht kommende Gebiet gedeckt ist.

Voraussetzung ist, wie auch im Abschnitt III A angegeben, daß die Körper, welche gegeneinander gedrückt werden, aus gleichem Material bestehen. Da nun die als Werkzeug dienenden käuflichen Kugeln unter sich nicht gleich hart sind und auch selten vorausgesetzt werden darf, daß die Proben ebenso hart wie die Kugeln sind, so sei wenigstens für den häufigen Fall von Kugeln an ebenem Körper noch angegeben, wie Härteunterschiede zu berücksichtigen sind. Für den Fall von Kugel an gleicher Kugel besteht dieses Bedürfnis nicht, weil beide Körper in der Regel nicht nur aus gleichem Material bestehen, sondern auch bei der Herstellung, insbesondere der Härtung, fast gleich behandelt worden sind.

In dieser Hinsicht sind nun Versuche mit verschiedenen Härtestufen angestellt worden, die wieder durch Anlassen vollgehärteten Stahles geschaffen wurden, und zwar wurden die Proben $^1/_4$ Stunde lang in Bäder von je 150°, 200°, 250° und 300° gehalten.

1) Weil die Belastung $P = 2000 d_r^2$, vergl. Fig. 11 (S. 1500), schon über derjenigen Grenze liegt, bis zu welcher die mittleren Pressungen für Kugel an Kugel und für Kugel an ebenem Körper ganz gleich sind, so sind zunächst die Unterschiede für diese beiden Anschmiegungsfälle bestimmt worden. Dazu war erforderlich, daß schon die Herstellung der Proben die Gewähr bot, daß das Material von ebenem Körper und von Kugel wirklich gleich beschaffen war [1]). Es ist deshalb folgendermaßen vorgegangen worden.

a) Je 2 vollharte und bei gleicher Temperatur angelassene Kugeln von 1 cm Dmr. sind mit 500 kg, entsprechend $P = 2000 d_r^2$, gegeneinander gedrückt worden. Für die mittlere Pressung ist der Ausdruck Kugelhärte und das Zeichen $H_{1/4}$ (Anschmiegungsfaktor = $^1/_4$) gewählt worden.

b) Von jedem der zu den Versuchen unter a benutzten Paar ist eine Kugel durch Anschleifen mit einer ebenen Fläche von 0,7 cm Dmr. versehen und gegen die Mitte dieser Fläche ist die andre Kugel des Paares mit 2000 kg gedrückt worden. Für die mittlere Pressung ist der Ausdruck Plattenhärte und das Zeichen H_1 (Anschmiegungsfaktor = 1) gewählt worden.

Mittlere Pressungen der Berührungsfläche für $P = 2000 d_r^2$ oder Härtezahlen in kg/qmm.

gehärtet und angelassen bei:		20°	150°	200°	250°	300°
a) Kugel an gleicher Kugel, $P = 500$ kg	$H_{1/4}$ =	667	661	634	590	544
b) dieselben Kugeln wie unter a), davon je eine eben abgeschliffen, $P = 2000$ kg	H_1 =	633	628	609	569	525
	$H_1 : H_{1/4}$ =	0,95	0,95	0,96	0,97	0,97

Das heißt: Wählt man die Belastungen proportional den Anschmiegungen, und zwar $\frac{P}{d_r^2} = 2000$, so ist bei gleichem vollhartem Material die mittlere Pressung für Kugel an ebenem Körper um 5 vH kleiner als für Kugel an gleicher Kugel. Mit abnehmender Härte vermindert sich der Unterschied noch. Unsre Beziehung für den Einfluß der Anschmiegung gilt also auch für erheblich geringere Härten.

2) Dieselben Kugeln, welche zu den Versuchen unter 1a und b benutzt wurden, sind an einer dritten Stelle ihrer Oberfläche gegen eine aus derselben Stahlsorte hergestellte ebene Platte gedrückt worden, welche bei der Vorprüfung mehrerer Platten mit den Kugeln von $H_{1/4} = 667$ ebenfalls $H_1 = 633$ ergeben hatte. Die Pressung p, die sich dabei ergeben hat, enthält die folgende Zusammenstellung.

Nach 1a ist $H_{1/4}$.	= 667	661	634	590	544
Ferner ist H_1 . .	= 633	633	633	633	633
Gemessen wurde p	= 633	630	615 [2])	582	540

[1]) Die im Abschnitt III A unter 2 enthaltenen Ergebnisse wurden — worauf dort auch hingewiesen ist — mit Proben erlangt, die in dieser Hinsicht nicht besonders geprüft worden waren, und sind deshalb für die Größe des Pressungsunterschiedes nicht maßgebend.

[2]) Die Versuchsurkunde gibt 606 an, bei der Sichtung ergab sich als wahrscheinlicher Wert 615.

Daraus folgt:

Die Pressung p nähert sich asymptotisch der abnehmenden Kugelhärte. Mit abnehmender Kugelhärte wird also aus der Plattenprüfung allmählich eine Prüfung der Kugel.

Und ferner:

Ist die Kugelhärte $H_{1/4}$ kleiner als normal (hier 667), und ist der Unterschied u gering, so ist die Plattenhärte H_1 um die Hälfte dieses Unterschiedes größer als die gemessene Pressung p. Mit zunehmendem u nähert sich $H_1 - p$ asymptotisch dem Wert u.

3) War bei den Versuchen 2) eine ebene Platte mit weicheren Kugeln gedrückt worden, so wurde bei der dritten Versuchsreihe eine Platte mit härteren Kugeln gedrückt. Die Platte sollte die der Anlaßtemperatur 300° entsprechende Härte, welche nach 1b 525 beträgt, haben und war demgemäß unter mehreren bei dieser Temperatur angelassenen Platten ausgesucht worden. Die Kugeln waren dieselben wie bisher. Sie erhielten also jetzt eine vierte Druckstelle. Nach Ausgleich kleiner Unebenheiten der Versuchsvermerke ergab sich:

$H_{1/4}$ =	667	661	634	590	544
H_1 =	525	525	525	525	525
p =	563	562	558	548	525

Die asymptotische Annäherung der Kugelhärte $H_{1/4}$ und der Pressung p lassen auch diese Zahlen erkennen.

Ganz entsprechend der Erfahrung unter 2) ergibt sich ferner:

Ist die Kugelhärte größer als normal (hier 544) und der Unterschied u gering, so ist die Plattenhärte um die Hälfte dieses Unterschiedes kleiner als die gemessene Pressung. Mit zunehmendem u nähert sich p einem größten Betrag, welcher der Brinellschen Druckhärte entspricht. Die Brinellsche Druckhärtezahl ist also bei gleicher Belastung größer als unsre Härte. Der dem Brinellschen Verfahren zugrunde liegende Gedanke verlangt demnach bei folgerichtiger Durchführung, daß die Kugel erheblich härter als die ebene Probe ist. Bei $P = 2000\ d^2$ würde die Platte, deren Härte nach unserm Verfahren zu 525 ermittelt worden ist, für das Brinellsche Verfahren schon etwas zu hart sein, weil mit der Kugel von größtmöglicher Härte die Pressung noch nicht den unveränderlichen Höchstbetrag erreicht hat. Brinell empfiehlt allerdings die Anwendung seines Verfahrens auch für gehärteten und selbst vollharten Stahl, und deshalb beleuchten die Versuchsergebnisse und ihre Erörterung gleichzeitig das Brinellsche Verfahren in seiner Ausdehnung auf sehr harte Körper an und für sich und in seiner Beziehung zu unserm Verfahren. Im einzelnen tritt uns letztere in den Ergebnissen der folgenden vierten Versuchsreihe entgegen.

4) Zu den Versuchen unter 1a sind je soviel Kugelpaare benutzt worden, daß von jeder Härtestufe 2 Paare vorhanden waren, die gleichermaßen die unter 1a angegebene Härte hatten. Von diesen zweiten Paaren ist nun ebenfalls je eine Kugel durch Anschleifen mit einer ebenen Fläche versehen, und gegen die Mitte dieser Fläche ist je eine harte Kugel von beiläufig 667 Härte gedrückt worden. Es ergab sich:

zu $H_{1/4}$ =	667	667	667	667	667
und H_1 =	633	628	609	569	525
p =	633	631	618	591	563

Während H_1 die Härtezahl nach unserm Verfahren ist, entspricht p der Brinellschen Härtezahl. Unser Verfahren liefert größere Stufen, prägt also Unterschiede deutlicher aus.

Die vorstehend unter 1 bis 4 behandelten Ergebnisse liegen der folgenden Zahlentafel über die wahre Härte H_1 zugrunde, welche die zumeist vorkommenden Abweichungen zu berücksichtigen gestattet. Die unterstrichenen Werte entsprechen dem Fall, daß die Kugel weicher als die Platte ist.

Bei Verwendung bester Kugeln genügt es, eine mittlere Kugelhärte in Rechnung zu stellen, welche mit etwa 20 Stück bestimmt werden kann. Diese Prüfung gibt auch über die Gleichmäßigkeit der Kugeln Aufschluß. Die Härteprüfung ebener Körper ist dann nicht umständlicher als die Prüfung von Kugeln. Nichtsdestoweniger empfehle ich bei grundlegenden Untersuchungen, wie zum Beispiel über das Stahlhärten, verschiedene Wärmebehandlungen von Metallen u. a., die Härte durch Gegeneinanderdrücken gleicher Kugeln zu ermitteln, und zwar für die verschiedensten Metalle. Die wahrscheinlichen Fehler sind bei diesem Verfahren am kleinsten. Kennzeichnende Einzelheiten prägen sich deutlicher aus als bei andern Härteprüfverfahren. Besonders wichtig aber ist bei fast spröden Körpern der Umstand, daß auch die Zähigkeitsprüfung für die Außenschicht ausgebildet ist und ebenfalls scharf umrissene Ergebnisse liefert.

Wahre Plattenhärte H_1.

gemessene Pressung p	Kugelhärte $H_{1/4}$				
	630	640	650	660	670
580	564	560	557	555	553
590	578	575	572	570	568
600	594	590	587	585	583
610	616	606	603	600	598
615	634	616	610	607	605
620	—	633	618	615	612
625	—	—	633	623	620
630	—	—	—	633	627
635	—	—	—	—	635

Es mag auffallen, daß in keinem der Abschnitte I bis III von der Schneidhaltigkeit der Werkzeuge die Rede ist, und man könnte geneigt sein, daraus zu schließen, daß diese Prüfung von mir nicht in Betracht gezogen worden ist. Das wäre nicht zutreffend. In der Zentralstelle sind solche Versuche angestellt worden mit dem Ergebnis, daß die hier behandelten Prüfverfahren auch zur vergleichenden Beurteilung der Schneidhaltigkeit dienen können. Unter sonst gleichen Verhältnissen ist nämlich dasjenige Schneidwerkzeug am haltbarsten, das neben der erforderlichen Härte die größte Zähigkeit (nach einem der angegebenen Verfahren ermittelt) besitzt. Zu berücksichtigen ist dabei die Erwärmung des Werkzeuges beim Gebrauch. Härte und Zähigkeit müssen also für die auftretende Temperatur ermittelt werden. So ist entgegen einer verbreiteten Ansicht der Schnelldrehstahl bei Zimmertemperatur nicht härter oder zäher als der gewöhnliche gut gehärtete Werkzeugstahl, sondern seine Ueberlegenheit ist darin begründet, daß er bei höheren Temperaturen bis hinauf zu 600° C härter ist.

Auch über die Neigung zu Schleifrissen geben unsre Prüfverfahren Aufschluß. Unter sonst gleichen Verhältnissen entstehen um so mehr Schleifrisse, je weniger zäh der gehärtete Stahl ist. Das Auftreten von Schleifrissen in ungewöhnlicher Häufigkeit läßt zumeist auf Härtungsfehler schließen.

Inhaltsübersicht.

Die Angaben beziehen sich auf vollharten (und gleichmäßig durchgehärteten) Stahl.

I. Druckversuch.

A) Federnde und bleibende Zusammendrückung.

Die federnden Dehnungen sind bis weit über die Elastizitätsgrenze hinaus (gemessen wurde bis 36000 kg/qcm) den Spannungen proportional. Der Dehnungskoeffizient des gehärteten (martensitischen) Stahles ist um 5 bis 7,5 vH größer als für den ungehärteten oder nur schwach gehärteten Stahl.

Die Kurve, welche die Abhängigkeit der bleibenden Dehnung von der Spannung darstellt, Fig. 2, tritt so zögernd aus der Nullinie heraus, die Anschmiegung beider ist so innig, daß von einer deutlich ausgeprägten Elastizitätsgrenze nicht die Rede sein kann. Der Eintritt bleibender Dehnung erfolgt zwar im allgemeinen unverkennbar bei weniger als 10000 kg/qcm, sie beträgt aber

bei 16000 kg/qcm erst 0,035 der federnden Dehnung,
» 23000 » » rd. 0,091 » » und
» 44000 » etwa das 1,5fache der federnden Dehnung.

B) Druckfestigkeit.

Die Druckfestigkeit hängt von der mehr oder weniger gleichmäßigen Verteilung der Belastung über die Stirnflächen

der Proben ab. Die reine Druckfestigkeit beträgt rd. 50000 kg/qcm. Dieser Betrag wird nahezu erreicht, wenn die Proben mit geölten Messingbeilagen von 0,05 mm Dicke gedrückt werden. Ohne Beilagen betrug die mittlere Pressung beim Bruch 43000 kg/qcm. Eingeschnürte Proben, Fig. 5, brachen unter einer mittleren Pressung von 41000 kg/qcm. Kugeln vom Durchmesser d, zwischen Stempeln mit hohlkugeligen Druckflächen gedrückt, deren Krümmungsdurchmesser 1,1 d und deren Randdurchmesser 0,725 d betrug, brachen bei einer mittleren Pressung, die der reinen Druckfestigkeit sehr nahe kommt.

Zur Materialprüfung eignet sich der Druckversuch nicht.

II. Biegeversuch.

A) Federnde und bleibende Durchbiegung.

Die federnden Durchbiegungen sind bis zum Eintritt des Bruches den Spannungen proportional.

Die Elastizitätsgrenze ist nicht deutlich ausgeprägt, Fig. 8. Es gilt in dieser Hinsicht dasselbe wie für den Druckversuch. Die bleibende Durchbiegung betrug bei 20000 kg/qcm Biegungsspannung nur $^1/_{25}$ bis $^1/_8$ der federnden Durchbiegung.

B) Biegungsfestigkeit (Zugfestigkeit).

29 Versuche haben Festigkeiten von 20000 bis 29000 kg/qcm ergeben.

Die Biegeprobe bildet eine sehr empfindliche Zähigkeitsprüfung. Wenn bei Verwendung besten Materiales und sorgfältig überwachter Härtung doch so große Schwankungen der Bruchfestigkeit auftreten, so zeigt das, wie wichtig es ist, dem Material und der Härtung die größte Aufmerksamkeit zuzuwenden, besonders in den Fällen, in denen gehärteter Stahl als Konstruktionsmaterial verwendet werden soll. In der Massenherstellung rückt die untere Grenze der Biegungsfestigkeit (Zugfestigkeit) auch bei bester Ueberwachung auf 10000 kg/qcm herab.

III. Belastete Kugeln.

A) Pressung (Druckfläche), federnde und bleibende Zusammendrückung.

Werden Kugeln gleicher Materialbeschaffenheit von den Durchmessern d_1 und d_2 mit P kg gegeneinander gedrückt, so gilt auch für weit oberhalb der Elastizitätsgrenze befindliche Belastungen

$$\frac{P}{d_r^2} = f(p), \quad \text{wofern} \quad \frac{1}{d_r} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2};$$

$\frac{1}{d_r^2}$ ist das Krümmungsmaß.

Werden Kugeln von den Durchmessern d_1 und d_2 mit P kg gegeneinander gedrückt, so ist demnach die mittlere Pressung der Berührungsfläche ebenso groß, als wenn eine Kugel vom Durchmesser d_r mit P kg gegen eine ebene Platte gedrückt wird.

Die durch die angegebene Beziehung dargestellte Kurve heißt Pressungskurve oder Druckhärtekurve, Fig. 11. Sie fällt bis $\frac{P}{d_r^2}$ = rd. 200, entsprechend $p = 39000$ kg/qcm, mit der rechnungsmäßigen Hertz-Kurve fast ganz zusammen. Für die größeren Belastungen

$\frac{P}{d_r^2} =$	500	1000	2000	3000	4000	6000	8000	12000
ist $p =$	48500	57000	66000	71000	74000	78500	81000	84000

Diese Pressungen sind durch Zusammendrückung gleicher Kugeln ermittelt worden. Für Kugel an ebener Platte ergeben sich zu Belastungen $\frac{P}{d_r^2} > 2000$ etwas kleinere Pressungen.

Auch für weit über der Elastizitätsgrenze gelegene Belastungen lassen sich nach den Hertzschen Beziehungen die elastischen und bleibenden Zusammendrückungen bestimmen. Man hat dabei von den verdrückten Berührungsflächen auszugehen, deren Krümmungsmaß durch die gemessene Pressung p bestimmt ist.

B) Sprunglasten und Bruchgrenzen.

Kugel zwischen gleichen Kugeln. Die Verwendung von Schlagwerken empfiehlt sich nicht, weil auf die Beilagen, auf Bär und Amboß ein erheblicher, aber unbestimmter Teil der gesamten Schlagarbeit entfällt und deshalb die auf die Probe geäußerte Schlagarbeit nicht einfach bestimmt werden kann. Man ist also auf die Presse angewiesen, und es ist deshalb das Ergebnis wichtig, daß bei der Prüfung mit der Presse durch Ausübung gleicher Kräfte bezw. Arbeiten gleiche Bruchbilder wie mit dem Schlagwerk erhalten werden, wofern nur die betreffenden Sprünge oder Brüche durch Belasten und Entlasten, entsprechend dem Vorgang beim Schlagversuch, herbeigeführt werden. Steigert man bei Benutzung der Presse die Belastung anhaltend bis zum Eintritt des Bruches, so ergibt sich eine um rd. 50 vH größere Bruchlast — die obere Bruchgrenze. Wird der Bruch durch eine Kraft herbeigeführt, die zwischen dieser oberen und der — dem Bruch durch Schlag entsprechenden — unteren Bruchgrenze liegt, so erfolgt er erst während oder nach der Entlastung.

Sprünge entstehen auch schon durch Belastungen, die kleiner als die untere Bruchgrenze sind. Der erste Sprung ist in der Regel ein Kreissprung, der dem Umfang der Druckfläche folgt.

Wiederholtes Belasten vermindert die Bruchgrenze.

Noch erheblich tiefer sinkt die Bruchlast, wenn die Kugel nach verschiedenen Durchmessern gedrückt wird.

Für einmaliges Belasten vollharter Kugeln gilt:

	Kreissprunglast	obere Bruchgrenze (bis herauf zu $1^1/_2$" engl. Dmr.)
beste Werte . . .	$1500\,d^2$	$8000\,d^2$
sehr gute Werte .	$1200\,d^2$	$7000\,d^2$
gute Werte . . .	$500\,d^2$	$5000\,d^2$

(für geschliffene Kugeln)[1])

Auf der Kreissprunglast beruht die Zähigkeitsbestimmung für die Außenschicht, auf der Bruchlast die Zähigkeitsbestimmung der ganzen Kugel.

Für die Zähigkeitsbestimmung der Außenschicht ebenflächiger Körper durch Andrücken von Kugeln ist der Einfluß des Kugeldurchmessers noch nicht geklärt.

Der Bericht verbreitet sich auch über die Sprung- und Bruchlasten bei hohlen Druckflächen.

Insoweit für die zulässige Belastung das Auftreten des ersten Sprunges maßgebend ist, können die Hertz-Gleichungen für die Berechnung nicht mehr in Betracht kommen, wenn der Anschmiegungsfaktor größer als etwa 2,6 ist (auf Abweichungen ist im Bericht hingewiesen), weil die Widerstandsfähigkeit der ganzen Kugel geringer ist als die Widerstandsfähigkeit in der Nähe der Druckfläche, auf die sich die Hertzschen Gleichungen nur beziehen.

Beachtung verdient insbesondere auch der Einfluß wiederholten Belastens.

C) Druckhärte.

Die Druckhärte wird durch Eindrücken einer Kugel bestimmt und ist die mittlere Pressung in der Berührungsfläche. Sie hängt nach III A von Belastung und Krümmungsmaß und genauer von $\frac{P}{d_r^2}$ ab. Zur allgemeinen Beurteilung der Härte eines Materiales ist die Kenntnis der Härtekurve erforderlich, welche die Beziehung zwischen $\frac{P}{d_r^2}$ und der mittleren Pressung p darstellt.

Da hiernach der Einfluß des Krümmungsmaßes $\frac{1}{d_r^2}$ derselbe wie in der Hertzschen Beziehung ist, so stimmt in dieser Hinsicht unsre Druckhärte mit der von Hertz gegebenen Definition der Härte überein. Nach Hertz ist nun die Härte diejenige Pressung, die dem Eintritt der Elastizitätsgrenze, und bei spröden Materialien dem Eintritt des ersten Sprunges entspricht. Diese Beschränkung auf die Elastizitätsgrenze macht den Hertzschen Vorschlag für alle im Sinne von Hertz nicht spröden Körper unausführbar und führt allgemein zu

[1]) Durch das Schleifen wird die Kreissprunglast vermindert.



Folgerungen, aus denen hervorgeht, daß die Hertzsche Definition weder mit dem Sprachgebrauch, noch mit den Bedürfnissen der Technik in Einklang zu bringen ist. Unter den Versuchen, auf die sich die betreffenden Darlegungen stützen, befinden sich auch solche über den Einfluß des Anlassens vollharten Stahles auf die Druckhärte.

Den Bedürfnissen des Werkbetriebes wird zumeist genügt durch Ermittlung eines oder weniger Punkte der Härtekurve. Für gehärteten Stahl empfiehlt es sich in erster Linie, diejenige Pressung als Härte zu nehmen, welche sich für $P = 2000\, d_r^2$ ergibt. Man gewinnt damit bei genügender Empfindlichkeit der Methode ein gutes Urteil über die Härte der Außenschicht der Probe. Ferner trägt diese Wahl verschiedenen Anschmiegungen Rechnung und ermöglicht in vielen Fällen, die Prüfung an den Gebrauchsgegenständen selbst vorzunehmen.

Die Beziehung, nach der die Belastung zu berechnen ist, welche für verschiedene Kugeldurchmesser und verschiedene Anschmiegungsfaktoren die gleiche Pressung (Härte) ergibt, gilt nicht nur für vollharten Stahl, sondern auch für kleinere Härtegrade.

Abgesehen von der Bestimmung der Kugelhärte ist den Unterschieden in der Härte der Kugeln unter sich und von Kugel und Platte Rechnung zu tragen. Sinkt die Kugelhärte erheblich unter die Plattenhärte, so gibt die gemessene Pressung nicht mehr über die Plattenhärte, sondern über die Kugelhärte Aufschluß. Erhebt sich die Kugelhärte weit über die Plattenhärte, ist also die Platte nicht vollhart, sondern viel weicher, so gelangt man zur Brinellschen Härteprüfung. Wenn Brinell von diesem, seinem Verfahren zugrunde liegenden Gedanken abweicht und es auch auf harte Platten anwendet, so sind die Härteabstufungen, die er erhält, erheblich kleiner als nach unserm Verfahren, das demgemäß Härteunterschiede deutlicher ausprägt. Der Bericht enthält eine Zahlentafel, welche die wahre Härte für den Fall angibt, daß Kugel und Platte nicht ganz gleich hart sind.

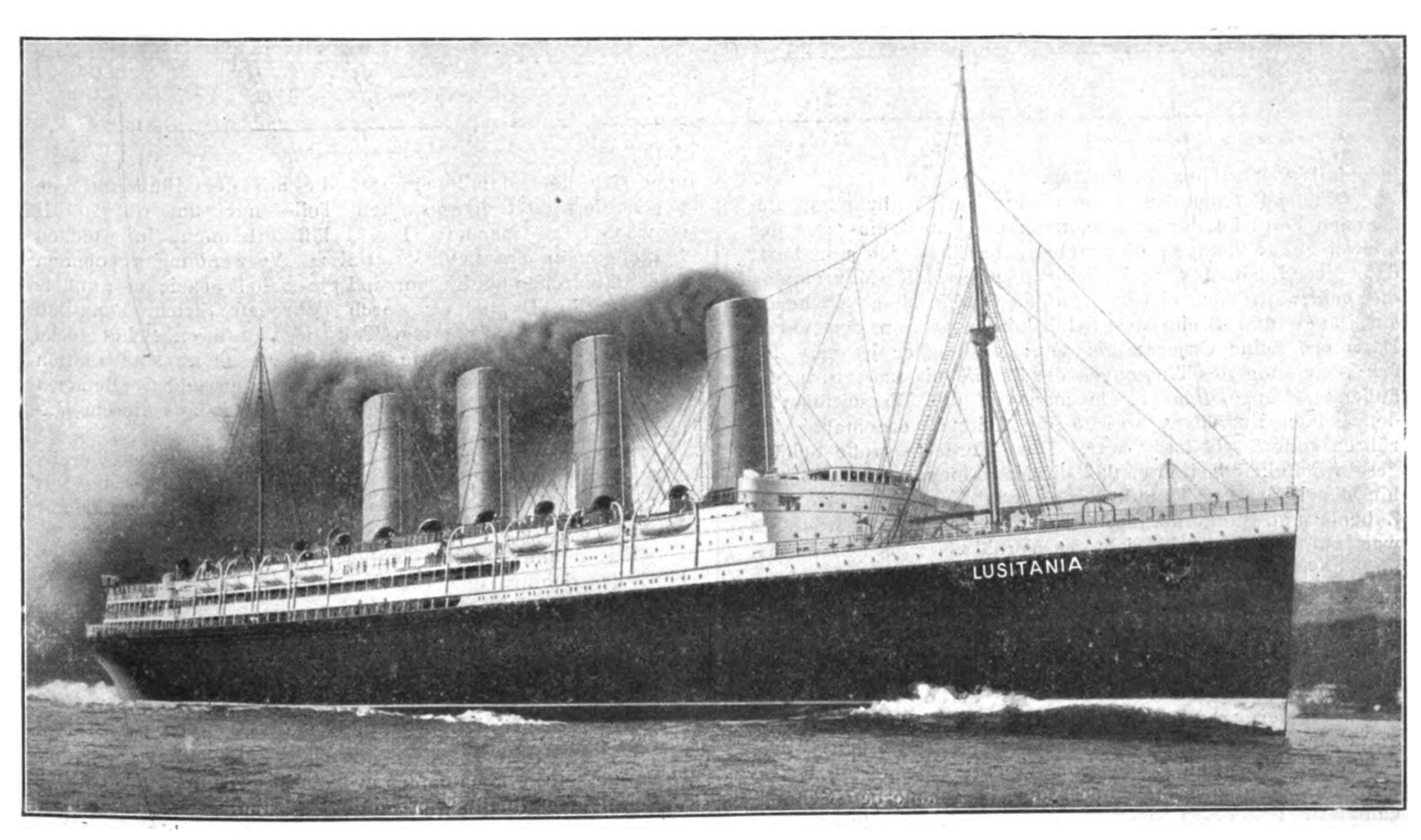
Die Härteprüfung durch Gegeneinanderdrücken gleicher Kugeln verdient bei grundlegenden Versuchen allen andern Verfahren vorgezogen zu werden, weil die wahrscheinlichen Fehler am kleinsten sind.

Die Härte- und Zähigkeitsprüfung ist nicht nur für Konstruktionsstahl, sondern gleichermaßen für Werkzeugstahl wichtig. Unter sonst gleichen Umständen ist die Schneidhaltigkeit desjenigen Stahles am besten, der neben der erforderlichen Härte die größte Zähigkeit besitzt. Dabei ist die Temperatur zu berücksichtigen, die das Werkzeug beim Gebrauch annimmt.

Die Neigung zu Schleifrissen ist eine Folge zu geringer Zähigkeit des Materiales, also in der Regel von Härtungsfehlern. Die Zähigkeitsprüfung berücksichtigt somit auch das Verhalten gehärteten Stahles beim Schleifen.

Der Turbinen-Schnelldampfer „Lusitania" der Cunard-Linie.[1]

Von **W. Kaemmerer.**



Die Erfolge, die seit mehreren Jahren die Schnelldampfer der großen deutschen Schiffahrtgesellschaften im internationalen Seeverkehr aufzuweisen haben, und die mit jedem deutschen Neubau noch gesteigert werden, sind, wenn auch rückhaltlos anerkannt, doch stets mit gemischten Gefühlen von unsern englischen Vettern betrachtet worden. Man kann diese Empfindungen der größten schiffahrttreibenden Nation der Welt auch nicht verdenken, die sich durch ihren tatkräftigen Unternehmungsgeist die Vorherrschaft auf dem Weltmeer zu sichern gewußt hat, und deren Handelsbeziehungen bei weitem die ausgedehntesten aller Völker sind.

Als um das Jahr 1902 amerikanische Geldleute ihre Bemühungen begannen, eine große Schiffahrtvereinigung, natürlich in der Hauptsache unter amerikanischer Leitung, zu gründen, war die Cunard-Linie die einzige größere englische

[1] unter Benutzung einer Veröffentlichung in Engineering vom 2. August 1907.

Dampfergesellschaft, die den verlockenden Angeboten widerstand. Aber trotz des ausgeprägten Patriotismus ihres damaligen Leiters, des inzwischen verstorbenen Lord Inverclyde, kann wohl angenommen werden, daß die Gesellschaft bei weitem nicht so standhaft gewesen wäre, wenn nicht bereits damals die englische Regierung, angeregt durch die öffentliche Meinung, die Vorbereitungen zu dem bekannten Abkommen mit der Cunard-Linie getroffen und hierdurch einen Druck nach der Gegenseite ausgeübt hätte. Mit diesem Abkommen war natürlich eine gewisse Gegenleistung der Regierung verbunden, und man wird nicht fehl gehen, wenn man diese in der recht freigebig gewährten finanziellen Unterstützung beim Bau und späteren Betrieb der beiden großen Cunard-Dampfer »Lusitania« und »Mauretania« sucht. Die Gelegenheit traf sich für alle Teile recht günstig. Abgesehen davon, daß dem drohenden amerikanischen Uebergewicht durch die Abmachungen für den Bau der Schiffe usw. ein Riegel vorgeschoben war, konnte man zugleich, da die Kostenfrage im günstigen Sinne geregelt war, dem nationalen Bewußtsein des englischen Volkes Rechnung tragen und versuchen, mit den neuen Schiffen den deutschen Reedereien den ersten Rang in bezug auf die Schnelligkeit streitig zu machen.

Ob man glaubte, dies nur mittels Turbinenantriebes erreichen zu können, wie es englischen Berichten zu entnehmen ist, mag dahingestellt sein; immerhin hat es ziemlich lange gedauert, ehe die endgültige Entscheidung in dieser Richtung gefällt war. Der gewaltige Schritt vorwärts, den die Entwicklung der Schiffsdampfturbine damit gemacht hat, ist jedenfalls von größter Bedeutung.

Ohne auf einen bereits in andern Veröffentlichungen gezogenen Vergleich der Abmessungen der »Lusitania« und der älteren Schnelldampfer einzugehen, erwähne ich nur kurz, daß die »Lusitania« und das Schwesterschiff »Mauretania« die beiden größten bisher gebauten Schiffe sind. In bezug auf Länge und Breite des Schiffskörpers waren den neuen Dampfern keine Grenzen gezogen; wohl aber ist man bei der Bemessung des Tiefganges der Schiffe bis nahezu an die äußerste Grenze gelangt, da man von den Wassertiefen in den beiden Endhäfen, welche die Schiffe vornehmlich berühren sollen, abhängig war. Die geforderte große Schiffsgeschwindigkeit bedingte, daß die Maschinenanlage, und mithin der Raum zur Unterbringung von Maschinen, Kesseln, Zubehör und Bunkerkohlen, außerordentlich groß wurde. Es war nun schwer, ein richtiges Verhältnis zwischen diesem und dem zur Unterbringung von Fahrgästen verfügbaren Raum zu schaffen, da man trotz der Unterstützung durch die Regierung immerhin danach streben mußte, den Betrieb des Schiffes nicht gar zu unwirtschaftlich werden zu lassen. Als Betriebseinnahmen waren außer den Beiträgen für die Beförderung der transatlantischen Post nur die Fahrpreise für Personenbeförderung zu rechnen, da Frachtgüter im eigentlichen Sinne des Wortes überhaupt nicht mitgeführt werden sollen. Daher war die Anordnung von vielen Decken zur Unterbringung von Fahrgästen nebst den von modernen Schnelldampfern unzertrennlichen zahlreichen Luxusräumen zum Aufenthalt der Fahrgäste am Tage unmittelbar geboten.

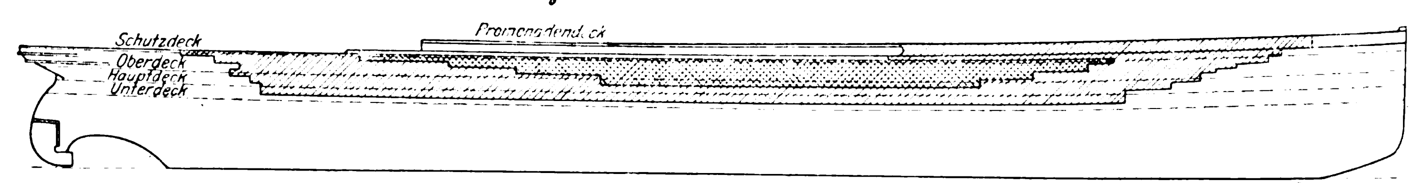
Bevor man daranging, die Form des Schiffskörpers endgültig festzulegen, wurden eingehende Modellschleppversuche unternommen, da bei der großen Schiffsgeschwindigkeit, um die es sich handelte, genauere Unterlagen, an die man sich bei dem späteren Entwurf halten konnte, unerläßlich waren. Diese Versuche wurden in der Versuchsanstalt der Schiffswerft von William Denny & Brothers in Dumbarton angestellt, da der Versuchbehälter der Baufirma John Brown & Co. in Clydebank noch nicht fertig war. Einige Zeit, nachdem die »Lusitania« bereits auf Stapel gelegt war, konnte man jedoch auch in Clydebank bereits Modellschleppversuche machen, die sich hauptsächlich auf die Untersuchung der geeignetsten Schrauben bezogen. Ein wichtiges Ergebnis dieser Versuche ist auch die Erkenntnis gewesen, daß die günstigste Geschwindigkeit erreicht wird, wenn man die äußeren Schrauben nach innen und die inneren nach außen schlagend anordnet.

Abmessungen des Schiffskörpers.

Länge über alles	239,24 m
» zwischen den Loten	231,64 »
Breite über Hauptspant	26,82 »
Raumtiefe	18,3 »
Wasserverdrängung	38000 t
Tiefgang	10 m
Brutto-Tonnengehalt	32500 Reg.-Tons.

Die Konstruktion des Schiffskörpers der »Lusitania« bietet manches Eigenartige. So hat man für die stärker beanspruchten oberen Plattengänge Flußeisen mit der besonders hohen Festigkeit von rd. 57 kg/qmm gewählt. Die mit dem neuen Material vorgenommenen Versuche in bezug auf Elastizität, Bruchfestigkeit usw. zeigten zusammengenommen eine Ueberlegenheit von rd. 36 vH gegenüber dem gewöhnlich verwendeten Schiffbaueisen. Es wäre infolgedessen wohl berechtigt gewesen, mit der Materialstärke bedeutend herunter zu gehen; um einen Ueberschuß an Sicherheit zu haben, hat man sich aber damit begnügt, die aus dem Flußeisen von hoher Festigkeit hergestellten Teile nur um rd. 10 vH schwächer zu machen. Fig. 1 läßt erkennen, in welchen Plattengängen das neue Material zur Verwendung gekommen ist; die betreffenden Platten sind gestrichelt gezeichnet; außerdem ist die Doppelung durch gekreuzte Striche kenntlich gemacht. Auch für einen Teil des mittleren Schutzdecks und des Oberdecks sowie für die Querschotte sind Platten aus Flußeisen von hoher Zugfestigkeit verwendet. Bemerkt sei noch, daß alle Verbindungen der Platten aus diesem Material hydraulisch genietet sind.

Fig. 1. Beplattung des Schiffskörpers.



Ueber die Anordnung der Spanten usw. sind bereits Angaben in Z. 1907 S. 841 veröffentlicht worden; daselbst findet sich auch eine Zeichnung des Hauptspantes, aus der zugleich die Verteilung der einzelnen Decke hervorgeht.

Fig. 2 und 3 geben ein Bild von der äußeren Erscheinung des Schiffes und von dem Einbau der Maschinen- und Kesselanlage. Die Anordnung der wasserdichten Abteilungen geht ebenfalls daraus hervor. Die Pforten, welche die einzelnen Abteilungen miteinander verbinden, sind mit Schiebetüren versehen, die durch eine Druckwasser-Schließvorrichtung Stone-Lloydscher Bauart von der Kommandobrücke aus geschlossen werden können. Der Stauungsplan zeigt, daß im unteren Teil des Schiffes der größte Raum von den Dampfkesseln eingenommen wird, die gruppenweise in 4 wasserdichten Abteilungen aufgestellt sind. Seitlich von den Kesselräumen liegen Kohlenbunker, die sich bis zur Höhe des Unterdecks ausdehnen; auch der Raum im unteren Vorschiff ist hauptsächlich zur Aufnahme von Kohlen bestimmt. Die Kohlenbunker stehen durch Pforten in den Innenwänden unmittelbar mit den Heizräumen in Verbindung, wodurch die Herbeischaffung des Brennstoffes bedeutend erleichtert ist.

Hinter den Kesselräumen folgen die durch Längsschotte voneinander getrennten Turbinenräume; dahinter stehen die

Kondensatoren und Hülfsmaschinen, und seitlich hiervon liegen die Wellentunnel.

Ein Orlopdeck ist nur im Vor- und Hinterschiff vorhanden. Hier wird das Gepäck der Fahrgäste sowie ein verschwindend geringer Teil von Frachtgütern untergebracht. Auch die Steuermaschine hat im Hinterschiff auf dem Orlopdeck Aufstellung gefunden und liegt somit noch unter der Wasserlinie, was der Vorschrift der Marinebehörden bei der Verwendung von Schnelldampfern als Hülfskreuzer entspricht. Das Unterdeck dient etwa vom Spant 160 bis zum Bug zur Unterbringung von Fahrgästen dritter Klasse. Dahinter folgen Vorraträume sowie größere Räume für Heizer und Stewards und der Postraum. Auf dem Hauptdeck liegen Räume für Fahrgäste aller drei Klassen und für Mannschaften. Das Oberdeck enthält neben weiteren Räumen für Fahrgäste die Speisesäle für die drei Klassen, von denen der in der Mitte liegende Speisesaal erster Klasse bis zum Promenadendeck durchgeführt ist. Der großen Anzahl von Fahrgästen entsprechend geräumig ist natürlich auch die im Oberdeck gelegene Küche, in der die Mahlzeiten für die Fahrgäste erster und zweiter Klasse zubereitet werden, während für die Fahrgäste dritter Klasse besonders gekocht wird. Auf dem Schutzdeck befinden sich seitlich Promenaden, die sich über nahezu seine ganze Länge erstrecken. Vorn unter der Back stehen Hülfsmaschinen zur

darunter allein 36 Maschinisten und 333 Heizer, Trimmer und Schmierer.

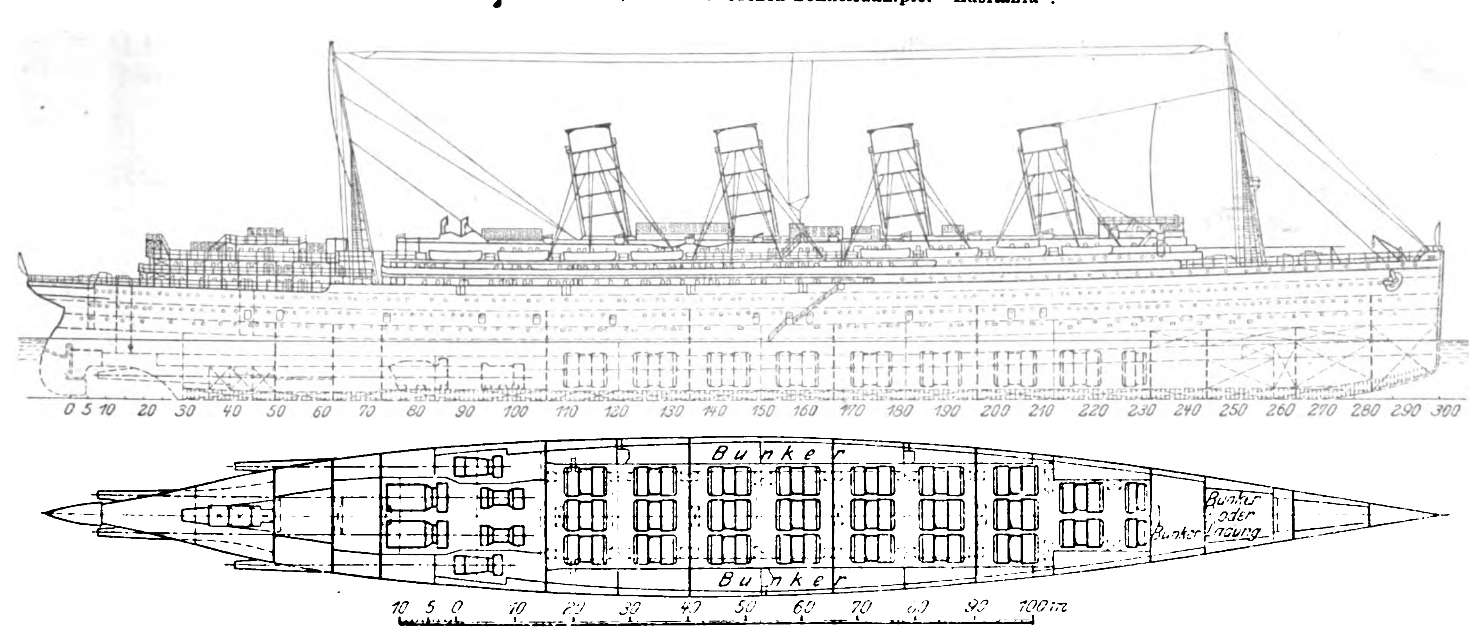
Die einzelnen Decke stehen durch elektrisch betriebene Personen- und Lastaufzüge untereinander in Verbindung. Sämtliche bewohnten Räume werden durch heiße Luft geheizt, die an verschiedenen Stellen des Schiffes Heizkammern entnommen wird, in denen Dampfheizkörper stehen. Die Gebläse, welche die warme Luft von hier nach den einzelnen Räumen drücken, dienen zugleich während der heißen Jahreszeit zur Zufuhr frischer Außenluft. Auch die Gänge zwischen den einzelnen Räumen, die Küche und die Räume zur Unterbringung von Lebensmitteln u. dergl. sind mit Lüft- und Heizvorrichtungen versehen.

Der Strom für die elektrische Beleuchtung des Schiffes wird in vier Turbodynamos von je 375 KW und 110 bis 120 V erzeugt, die in einem besondern Kraftwerk hinten über dem Maschinenraum stehen.

Bei der gewaltigen Menge von Nahrungsmitteln, welche ein Schiff von der Größe der »Lusitania« mit sich führen muß, sind die Kühlanlagen für Lebensmittel besonders umfangreich ausgefallen. Es sind zwei getrennte Kühlanlagen vorhanden, deren Kompressoren elektrisch angetrieben werden.

Vom technischen Gesichtspunkt am interessantesten ist

Fig. 2 und 3. Der Turbinen-Schnelldampfer »Lusitania«.



Bedienung der Anker und Verholspille. In den Deckhäusern sind verschiedene zum Aufenthalt der Fahrgäste am Tage dienende Räumlichkeiten, Wohnräume für Offiziere und Maschinisten sowie einzelne Kajüten zweiter Klasse untergebracht. Das obere Promenadendeck birgt in seinen Deckhäusern noch verschiedene besonders reich ausgestattete Kajüten und einzelne Luxusräume. Den Abschluß bildet das Bootsdeck, auf dem auch noch Deckhäuser mit Wohn- und Luxusräumen für Fahrgäste untergebracht sind.

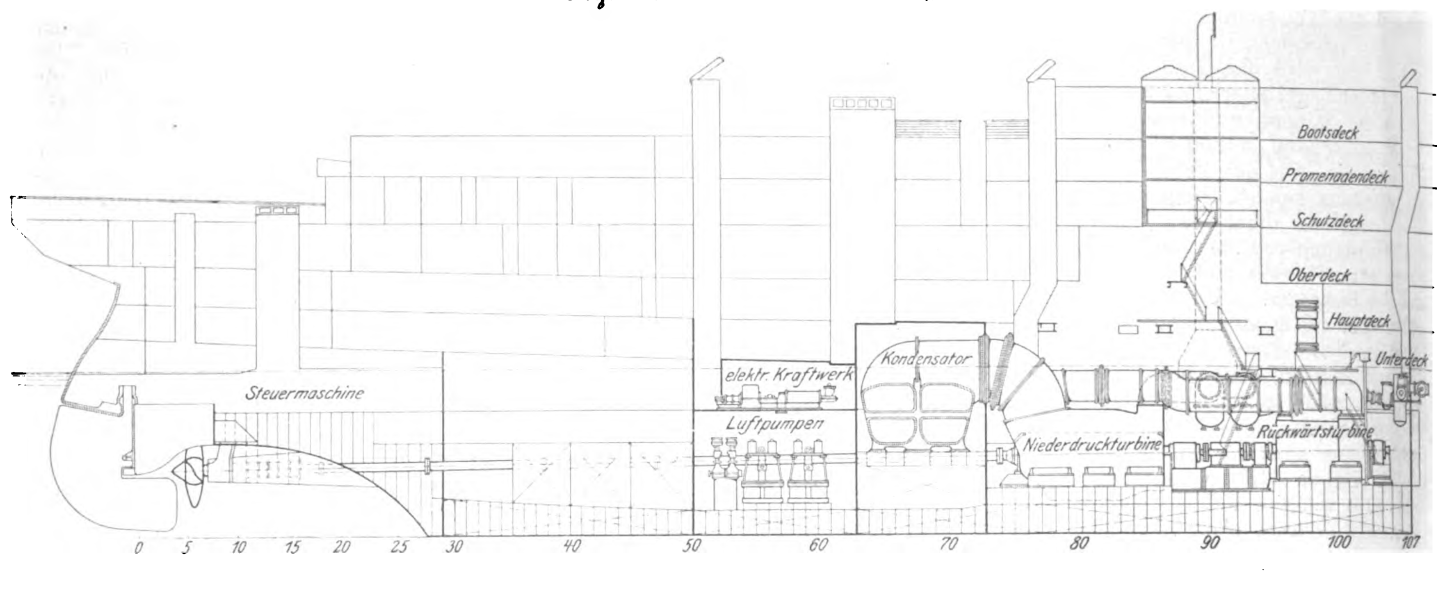
Die vier gewaltigen Schornsteine geben der »Lusitania« eine unter den englischen Schnelldampfern bisher einzig dastehende äußere Erscheinung; denn die älteren englischen Schnelldampfer sind im Gegensatz zu den deutschen Schiffen meistens nur mit einem oder zwei Schornsteinen versehen.

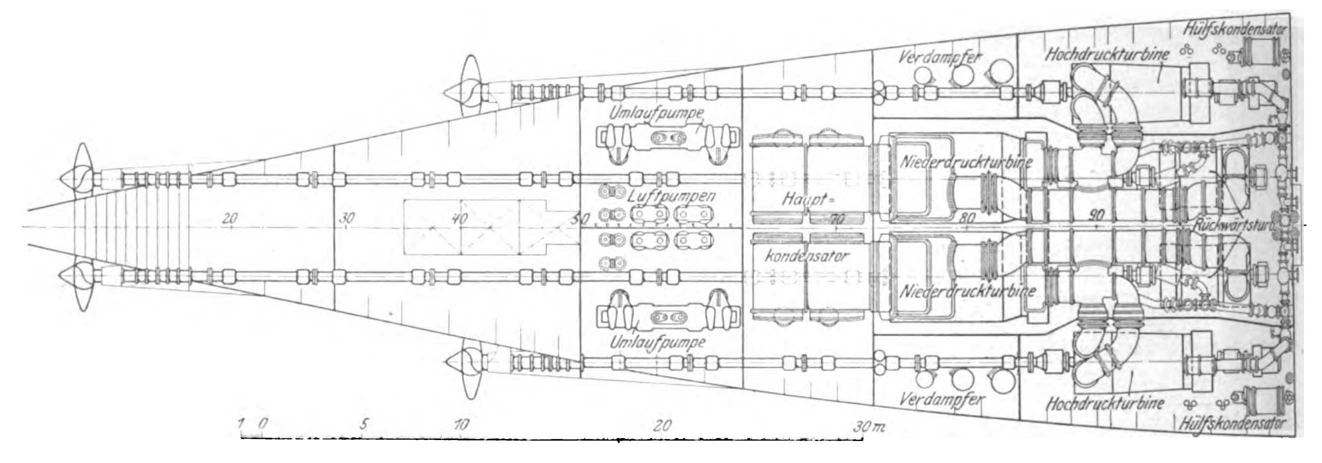
Wie bereits erwähnt, hat das Schiff drei verschiedene Klassen für Fahrgäste; dagegen hat man davon abgesehen, auch Zwischendeckfahrgäste aufzunehmen, ein Standpunkt, der in Anbetracht der hohen Reisegeschwindigkeit durchaus gerechtfertigt erscheint. In der ersten Klasse können 540, in der zweiten 460 und in der dritten 1200 Personen untergebracht werden. Die Kajüten der ersten Klasse enthalten 1, 2 und 3 Betten, die der zweiten Klasse 2 und 4 Betten und die der dritten Klasse 2, 4, 6 und 8 Betten.

Die Besatzung des Schiffes besteht aus 827 Personen,

der Antrieb des Schiffes, da hier zum erstenmal eine Dampfturbinenanlage von dieser Größe zur Verwendung gelangt ist. Leider sind die Erbauer der Turbinen auch diesmal nicht von ihrem Grundsatz, keinerlei Konstruktionszeichnungen zu veröffentlichen, abgewichen, so daß man an Hand der Figuren 4 bis 6 nur die Aufstellung der Turbinen und die Anordnung der Dampfleitungen verfolgen kann. Zum Antrieb der vier Schraubenwellen der »Lusitania« dienen zwei Hochdruck-Vorwärts-, zwei Niederdruck-Vorwärts- und zwei Rückwärtsturbinen von zusammen rd. 68000 PS Leistung, die in der aus Fig. 4 und 5 ersichtlichen Weise auf den Wellen verteilt sind. Die Anwendung von vier Schraubenwellen bedeutet einen großen Vorteil gegenüber den älteren Turbinenschiffen mit drei Wellen, da man hierdurch in den Stand gesetzt ist, zwei für sich arbeitende, voneinander unabhängige Anlagen von je zwei Wellen zu schaffen, die im Bedarfsfall auch einzeln betrieben werden können. Abweichend von dem bisher bei Turbinendampfern üblichen Vorgehen hat man auf jeder Welle der »Lusitania« nur eine Schraube angeordnet, dieser jedoch einen größeren Durchmesser und geringere Umlaufgeschwindigkeit (140 Uml./min) gegeben, so daß zu erwarten steht, daß selbst starker Gegenwind und Seegang die Schiffsgeschwindigkeit nicht merklich beeinflussen werden. Um möglichst große Betriebsicherheit zu gewähr-

Fig. 4 bis 6. Die Maschinenanlage.





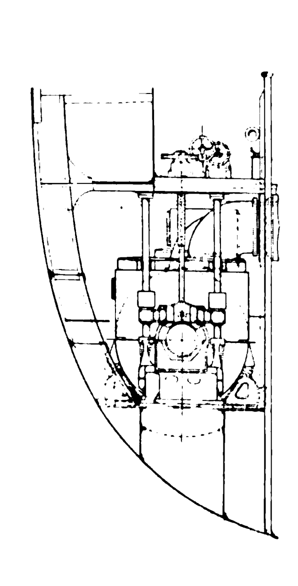
leisten, sind die Turbinen nebst den zugehörigen Hülfsmaschinen in 8 voneinander getrennten und nur durch schmale Pforten zugänglichen wasserdichten Räumen aufgestellt; das elektrische Kraftwerk befindet sich unabhängig von der übrigen Anlage in einem wasserdichten Raum über der Luftpumpenkammer.

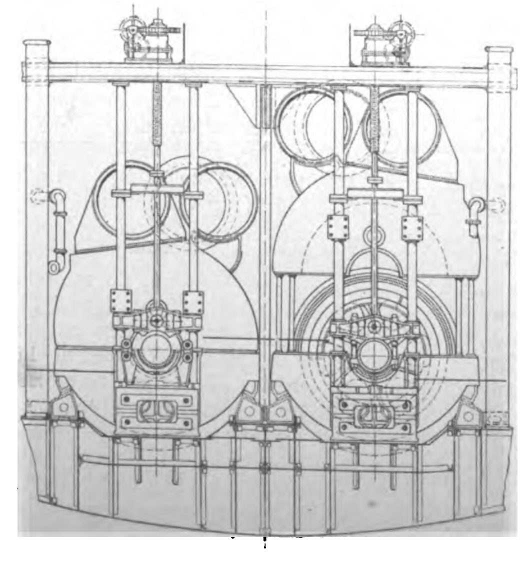
Im Vergleich mit einer Kolbenmaschinenanlage ist der Raum, den die Turbinen mit Zubehör auf der Lusitania einnehmen, in der Höhe gemessen geringer, dagegen in der Grundfläche bedeutend größer. Zu berücksichtigen ist hierbei, daß die niedrigere Bauhöhe der Turbinenanlage den Stabilitätseigenschaften des Schiffes zugute kommt.

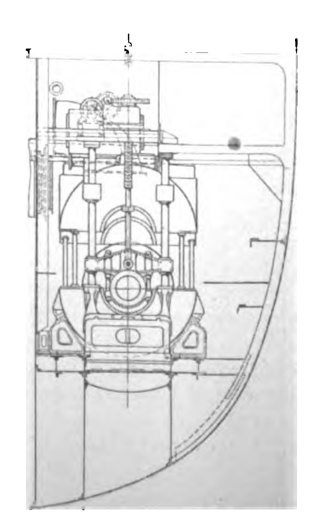
Bei der Herstellung der einzelnen Teile für die gewaltigen Turbinen galt es, ein ganz besonders schweres Stück Arbeit zu vollbringen. Die Schmiedeteile, darunter vornehmlich die großen Zylinder der Turbinentrommeln und die Wellen, wurden in den Atlas-Werken der Firma John Brown & Co. in Sheffield hergestellt. Die Niederdruck-Turbinentrommeln stellen die größten bisher angefertigten geschmiedeten Stahlzylinder dar; fertig geschmiedet betrug der äußere Durchmesser dieser Trommeln rd. 3,6 m bei 2,5 m Länge und 76 mm Stärke. Die hierfür verwendeten Ingots wogen je 42 t. Da die in Sheffield roh vorbearbeiteten Turbinentrommeln zu groß waren, um mit der Eisenbahn befördert zu werden, mußte man sie auf Wagen auf der Landstraße von Sheffield nach Manchester

Fig. 7. Hebezeuge im Maschinenraum.

Maßstab 1 : 200.









Schnitt durch Spant 90.

und von hier zu Schiff nach Glasgow befördern.

Die Drosselventile, Ventilhauben, Expansionsstopfbüchsen usw. sind aus Stahlguß ebenfalls in den Atlas-Werken hergestellt. Dagegen sind die auch aus Stahlguß bestehenden Turbinenräder von Thomas Firth & Sons Ltd. in Sheffield gegossen; ein Rad für eine Niederdruckturbine wiegt allein 11,75 t. Die Länge der Turbinenschaufeln schwankt zwischen 57 und 559 mm. Um der Ausdehnung des Metalles bei Temperaturveränderungen Rechnung zu tragen, hat man eine ähnliche Vorrichtung wie bei den Turbinen der »Carmania«[1]) angeordnet.

Keine sehr angenehme Zugabe beim Turbinenantrieb sind die zum Aufnehmen der schweren Gehäuse notwendigen Vorrichtungen, die über der Plattform des Maschinistenstandes angeordnet sind; s. Fig. 7. Da es sich hier um Gewichte bis 115 t handelt, fällt die entsprechende Hebevorrichtung sehr schwer aus. Dazu kommt noch, daß für jede Turbine eine besondere Vorrichtung erforderlich ist, was einen Nachteil gegenüber Kolbenmaschinen bedeutet, wo zum Bedienen der Maschinen bei Ausbesserungen und dergleichen meistens nur ein kleinerer Laufkran im Maschinenschacht angebracht ist.

Der aus den Turbinen kommende Dampf strömt in vier Oberflächenkondensatoren von je 1926 qm Kühlfläche. Hierzu kommen noch die beiden am vorderen Ende des Hochdruckturbinenraumes aufgestellten Hülfskondensatoren, die zusammen 370 qm Kühlfläche haben. Als Umlaufpumpen dienen acht von W. H. Allen Son & Co. in Bedford gebaute Kreiselpumpen, die zu je vieren in besondern Räumen hinter den Kondensatoren aufgestellt sind. Die Pumpen werden mit 300 Uml./min von Dampfmaschinen, die unmittelbar mit ihnen gekuppelt sind, und die zusammen rd. 350 PS leisten, angetrieben. Die Luftpumpen sind von G. J. Weir in Cathcart bei Glasgow gebaut.

Der Dampf wird in 23 Doppelender- und 2 Einenderkesseln erzeugt, die in vier wasserdichten Abteilungen aufgestellt sind. Die großen Kessel haben 5,2 m Dmr. bei 6,7 m Länge. Die Bleche der einzelnen Schüsse sind 35 mm dick. Jeder Doppelenderkessel hat auf beiden Seiten je vier Feuerungen von 1140 mm innerem Durchmesser. Die Heizfläche eines Doppelenderkessels beträgt 612 qm, die Rostfläche 16 qm. Die Einenderkessel haben denselben Durchmesser wie die großen Kessel und auch vier Feuerungen. Der Dampfdruck in allen Kesseln beläuft sich auf 13,5 at. Zur Erzeugung von künstlichem Zug dienen 32 Howden-Gebläse, die von 16 Elektromotoren angetrieben werden.

Mehrere Hülfsmaschinen für Deckbedarf werden ebenfalls elektrisch angetrieben, wie die Bootwinden und vier Lastenkrane von je 1,5 t Tragkraft. Dagegen wird zum Bewegen der von Brown Brothers & Co. in Edinburg gebauten Steuermaschine, der Hülfssteuermaschine und der vier Ankerspille Dampfkraft verwendet. Letztere leisten zusammen rd. 1000 PS, was in Anbetracht der gewaltigen Ankerketten, deren Glieder 95 mm Dmr. haben, wohl erklärlich ist.

Ueber die Ergebnisse der Probefahrten und über den Verlauf der ersten Reise nach New-York ist in dieser Zeitschrift bereits berichtet worden[1]). Ueber die Wirtschaftlichkeit der Anlage der »Lusitania«, insbesondere über den Kohlenverbrauch, sind noch keinerlei Angaben gemacht. Anzunehmen ist, daß der Kohlenverbrauch recht bedeutend sein wird, was bei einem Schnelldampfer jedoch nicht die Rolle wie bei Kriegschiffen oder Frachtdampfern spielt.

Eine Uebersicht über die besten Fahrtleistungen einiger neuerer Schnelldampfer gibt die untenstehende Zusammenstellung.

Während die Indienststellung der Schwesterschiffe »Campania« und »Lucania« 1893 einen bemerkenswerten Fortschritt des englischen Handelschiffbaues in bezug auf die Schiffsgeschwindigkeit bedeutete, dem eine bis in die neueste Zeit hineinreichende Periode des Stillstandes gefolgt ist, trat als erster deutscher Schnelldampfer im modernen Sinne »Kaiser Wilhelm der Große« 1897 auf den Plan, der die »Campania« wesentlich überholte, bald aber von »Deutschland« noch übertroffen wurde. Die Höhe, die mit dieser Leistung erreicht worden ist, hat der Stettiner Vulcan mit seinen späteren Schnelldampfern behauptet; während die Größe und dementsprechend die Maschinenleistung noch gesteigert worden ist, sind die Unterschiede in den erzielten Geschwindigkeiten bei den verschiedenen Schiffen fast belanglos. »Kronprinzessin Cecilie« kann hierbei noch nicht in Betracht gezogen werden, da lediglich das Ergebnis der ersten Ausfahrt vorliegt und nach den früheren Erfahrungen eine Steigerung der Geschwindigkeit mit Sicherheit zu erwarten ist.

Auch über die »Lusitania«, die mit der Durchschnittsgeschwindigkeit ihrer ersten Ausreise die entsprechenden Werte der deutschen Schnelldampfer übertroffen, deren Rekordzahlen aber noch nicht erreicht hat, wird man sich erst nach dem Verlauf einiger weiterer transatlantischer Reisen ein endgültiges Urteil bilden können. Dann wird auch der zweite auf der Werft von Swan, Hunter & Wigham Richardson in Wallsend am Tyne gebaute große Cunard-Dampfer »Mauretania« vermutlich seine erste Ozeanreise hinter sich haben, so daß sich auch hieraus noch weitere Vergleichswerte ergeben werden.

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 17.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1323, 1362 und 1519. Man sieht hier übrigens, wie wenig maßgebend die Ergebnisse der Probefahrten für den späteren Betrieb sind.

	Jahr der Indienststellung	Nationalität	Wasserverdrängung t	Maschinenleistung PSi	größte bisher erreichte mittlere Ozeangeschwindigkeit	
					Ausreise	Rückreise
»Campania«	1893	englisch	18 000	30 000	21,82	22,01
»Kaiser Wilhelm der Große«	1897	deutsch	20 880	30 000	22,81	23,00
»Deutschland«	1900	»	23 620	36 000	23,15	23,51
»Kronprinz Wilhelm«	1901	»	21 300	36 000	23,09	23,47
»Kaiser Wilhelm II«	1903	»	26 000	40 000	23,12	23,58
»Carmania«	1905	englisch	23 920	(Turbinen)	20,19 *)	
»La Provence«	1906	französisch	19 160	30 000	22,00 **)	
»Kronprinzessin Cecilie«	1907	deutsch	27 000	45 000	22,23	—
»Lusitania«	1907	englisch	38 000	68 000 (Turbinen)	23,01	—

*) mittlere Geschwindigkeit auf den Probefahrten; über die späteren Leistungen ist nichts mehr bekannt geworden.
**) Zu eingehenderen Angaben fehlen die Unterlagen.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 23. April 1907.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 25. März 1907.
Vorsitzender: Hr. Lindner. Schriftführer: Hr. Rehfus.
Anwesend 22 Mitglieder.

Hr. W. Bucerius spricht über

Kraft- und Arbeitsmaschinen im Handwerk und Kleingewerbe in wirtschaftlicher Hinsicht.

In der Zeit, als der Gasmotor zuerst in einer brauchbaren Form auf den Markt kam, und als sich gleichzeitig durch die aufstrebende Industrie die wirtschaftliche Lage des Handwerkes und Kleingewerbes immer schwieriger gestaltete, ist die Frage der Einführung von Kraft- und Arbeitsmaschinen in kleineren gewerblichen Betrieben häufig behandelt worden. Man setzte damals große Hoffnungen auf die neue, für den Kleinbetrieb sich so vorzüglich eignende Kraftmaschine und erwartete eine baldige Neubelebung und Hebung des Kleingewerbes durch die Benutzung maschineller Hülfsmittel.

Diese Hoffnungen haben sich bis heute nur in geringem Maß erfüllt; noch immer hat das Handwerk mehr als andre gewerbliche Betriebformen mit Schwierigkeiten zu kämpfen, und erst in den allerletzten Jahren seit Errichtung der Handwerkskammern zeigen sich Anfänge zur Besserung der Verhältnisse.

Die Einführung von Maschinen im Handwerk ist nur einer der verschiedenen Wege, die zur Hebung des Handwerkes beschritten werden können, und von denen wohl der gewerblichen Fortbildung durch Gewerbeschulen, Meisterbriefe usw. zurzeit die größte Bedeutung beigemessen werden muß. Die Einführung der Maschinen bietet aber auch manche Schwierigkeiten, da im Handwerk die Verhältnisse ganz anders sind als in der Industrie; und zwar liegt die Schwierigkeit weniger auf technischem als auf wirtschaftlichem Gebiet. Denn technisch bietet sich für viele Handwerke die Möglichkeit, die Arbeiten mit Hülfe von Maschinen auszuführen; aber es sind ja gerade jene Handwerke, deren Erzeugnisse durch Maschinen billiger und wirtschaftlicher hergestellt werden können, heute kaum noch als Handwerk zu finden, vielmehr werden die Erzeugnisse der Tuchmacher, Weber, Gerber, Seifensieder, Nagelschmiede, Nadler, Kammacher, die einst blühende Handwerke waren, jetzt nur noch durch die Industrie maschinell hergestellt.

Das Handwerk hat heute da am wenigsten unter dem Wettbewerb zu leiden, wo es Erzeugnisse herstellt, die den Anforderungen jedes Einzelfalles angepaßt werden müssen, wie dies z. B. in den Gewerben der Glaser, Maler, Kaminfeger, Hufschmiede der Fall ist. Auch die Industrie bringt solche Arbeiten mit sich, meist beim Aufstellen ihrer Erzeugnisse. Sie hat infolgedessen auch einige gewerbliche Betriebsarten, die der Installateure für Gas-, Wasser- und elektrische Leitungen, der Linoleumleger, der Parkettbodenleger, die sämtlich zum Handwerk zu rechnen sind, neu ins Leben gerufen. Bei einer großen Zahl der übrigen Handwerke hat aber, je nachdem die Möglichkeit zur Verwendung von Maschinen bei Herstellung der Erzeugnisse gegeben ist und sich die Erzeugnisse zur Herstellung im Großen eignen, die Industrie in Verbindung mit dem Großkapital die wirtschaftliche Lage der betreffenden Handwerke sehr erschwert. So hat z. B. das Schuhmacherhandwerk heute vielfach um sein Dasein zu kämpfen, während andre Gewerbe, wie Bäcker, Metzger, Schlosser usw., wieder weniger betroffen sind.

Abgesehen davon, daß die maschinelle Arbeit im Gegensatz zur handwerksmäßigen eine Verminderung der Herstellkosten mit sich bringt, bedingt sie im allgemeinen eine Ersparnis an Zeit bei Herstellung eines Gegenstandes; anderseits gestattet sie aber auch nur in einem durch die Maschinenkonstruktion bedingten Maß, einen Einfluß auf die Gestaltung des Gegenstandes auszuüben, was ja bei der Handarbeit in weiten Grenzen möglich ist, und man sollte annehmen, daß sich durch zweckmäßige Verbindung beider Betriebsarten eine günstige Aussicht für die Ausgestaltung der modernen Handwerksbetriebe eröffne usw.

Um einen Vergleich zwischen Handarbeit und Maschinenarbeit in wirtschaftlicher Hinsicht anstellen zu können, nehmen wir an, daß ein Gegenstand oder eine Arbeit auf beiden Wegen völlig gleichwertig hergestellt werden könne. Bei der Ausführung der Handarbeit kommen außer der Zeit, die zur Herstellung eines Erzeugnisses nötig ist, in wirtschaftlicher Hinsicht die Anschaffungskosten für Werkzeug und der Arbeitslohn in Betracht, während bei der Maschinenarbeit außer der Zeit die Anschaffungskosten für Kraft- und Arbeitsmaschinen, die Kosten für Lohn zur Bedienung der Maschine und für Betriebskraft zu berücksichtigen sind.

Bezeichnet man mit

A die Anschaffungskosten in ℳ,
z » Zeit zur Herstellung eines Gegenstandes in sk,
l » Lohn i. d. Sekunde in ℳ,
b » Kosten für die Betriebskraft i. d. Sekunde in ℳ,
n » Zahl der hergestellten Gegenstände,
K » Gesamtausgaben zur Herstellung von n Gegenständen,
k » Kosten für die Herstellung eines einzelnen von den n Gegenständen,

so wird, wenn durch Zusatz von h die Handarbeit und durch Zusatz von m die Maschinenarbeit bezeichnet wird:

$$K_h = A_h + n z_h l_h;\quad K_m = A_m + n z_m (l_m + b_m),$$

$$k_h = \frac{A_h}{n} + z_h l_h;\quad k_m = \frac{A_m}{n} + z_m (l_m + b_m).$$

Vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt ist besonders zu beachten, wann die Kosten für die Herstellung eines Gegenstandes auf beiden Wegen gleich werden.

Es ist dies der Fall für

$$\frac{A_h}{n} + z_h l_h = \frac{A_m}{n} + z_m (l_m + b_m),$$

oder für

$$n = \frac{A_m - A_h}{z_h l_h - z_m (l_m + b_m)}.$$

Um ein Beispiel anzuführen, nehmen wir an, daß in einem Blech von 10 mm Stärke ein Loch einmal mit der Bohrknarre von Hand und dann mittels einer durch Elektromotor betriebenen Bohrmaschine gebohrt werden solle. Die Zeit z_h zum Bohren mit der Knarre sei für 1 Loch zu 140 sk ermittelt, während bei der Maschine $z_m = 20$ sk erforderlich sind.

Es wird dann, wenn

$$A_h = 15\ ℳ;\ l_h = 0{,}0001\ ℳ;\ A_m = 400\ ℳ;$$
$$l_m = 0{,}00007\ ℳ;\ b_m = 0{,}000055\ ℳ:$$
$$n = \infty\ 35\,000,$$

d. h. erst nach Bohrung von 35000 Löchern werden die Herstellkosten in beiden Fällen gleich, und erst von da an wird die maschinelle Arbeit billiger als die handwerksmäßige.

Selbst wenn man berücksichtigt, daß von den Anschaffungskosten für die Maschinen nur der Betrag für Verzinsung und Abschreibung mit etwa 10 vH jährlich zu decken ist und somit $A_m = 40$ ℳ angenommen wird, wird für $k_h = k_m$

$$n = 2272 \text{ Bohrungen im Jahre.}$$

Dieses Beispiel zeigt, daß die Anschaffungskosten einen bedeutenden Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit der maschinellen Anlagen haben, und daß eine für Handwerksbetriebe große Arbeitsleistung nötig ist, um einen wirtschaftlichen Vorteil mit der Maschine zu erzielen.

Der Einfluß der Anschaffungskosten auf die Wirtschaftlichkeit bringt es deshalb mit sich, daß die Einführung der Maschinenarbeit im Handwerk dann am leichtesten durchzuführen ist, wenn vorhandene Arbeitsmaschinen, z. B. Bohrmaschine, Drehbank, die bisher mit der Hand betrieben wurden, durch Aufstellung eines Motors für Kraftbetrieb eingerichtet werden.

Schwieriger wird es dagegen, wenn außer der Kraftmaschine auch gleichzeitig Arbeitsmaschinen neu aufgestellt werden müssen. Hierbei wird meist übersehen, daß der Handwerker in der Regel durch Anschaffung von Maschinen seine Arbeitskräfte nicht verringern kann und die Ausgaben für Löhne dieselben bleiben.

Infolgedessen muß der Handwerker die Mehrausgaben, die ihm allein durch Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals für die Maschinen erwachsen, durch eine entsprechende Erhöhung seines Umsatzes decken.

Außerdem kommt hinzu, daß sich die Betriebskosten bei geringer Benutzungsdauer der Maschinen verhältnißig steigern. Sie betragen z. B. für einen 3pferdigen Elektromotor mit 3000 Betriebstunden im Jahre 21,7 Pfg/PS-st und steigern sich bei nur 900 jährlichen Betriebstunden auf 25,6 Pfg/PS-st. Tatsächlich ist aber die Benutzungsdauer der Maschinen in vielen handwerksmäßigen Betrieben sehr gering. Nach der Statistik des Städtischen Elektrizitätswerkes Freiburg ergibt sich folgendes:

Gewerbe:	Bäckerei und Nahrungsmittel	Holzbearbeitung	Metallverarbeitung	Metzgerei
tägliche Benutzungsdauer eines installierten KW in st .	0,96	1,21	1,11	0,48

Um dem Handwerker die Einführung der maschinellen Betriebskraft zu erleichtern, ist von verschiedenen Elektrizitätswerken die Einrichtung getroffen worden, Motoren leihweise abzugeben, eine Einrichtung, die vom Gesichtspunkt

der Förderung der kleingewerblichen Betriebe aus sehr zu begrüßen ist und die auch für die Elektrizitätswerke selbst den Vorteil einer Steigerung des Kraftverbrauches mit sich bringt.

Viel aussichtsreicher erscheint der Weg des Zusammenschlusses zu Werkgenossenschaften, derart, daß sich mehrere Handwerker zusammentun und gemeinsam die Maschinen anschaffen und benutzen. Aber auch bei der Durchführung dieses Gedankens zeigen sich nicht unbedeutende Schwierigkeiten. Die in einzelnen Fällen schon erfolgreiche Durchführung des Werkgenossenschaftsproblemes zeigt aber die Möglichkeit dieses Weges.

Eine andre Frage, die häufig bei der Einführung von Maschinen in kleineren gewerblichen Betrieben Erwägungen erfordert, ist die Auswahl der geeignetsten Betriebskraft. Hier können die Verhältnisse so liegen, daß sich eine Kraftmaschinenart ohne weiteres als die geeignetste für einen besonderen Betrieb kennzeichnet, ein Fall, der z. B. dann eintritt, wenn außer der Betriebskraft auch Dampf zur Verarbeitung der Erzeugnisse notwendig ist, wie dies in Metzgereien oder in Schreinereien vorkommt, oder wenn bei der Verarbeitung Abfälle gewonnen werden, die sich als Brennstoff verwerten lassen: alsdann wird man die Dampfmaschine als die geeignetste Betriebskraft bezeichnen können. In allen Fällen aber, für die solche besondere Verhältnisse nicht vorliegen, wird diejenige Kraftmaschinenart den Vorzug verdienen, welche die geringsten Betriebskosten verursacht; und zwar sind hier sowohl die unmittelbaren wie die mittelbaren Betriebskosten zu berücksichtigen, und ebenso ist die Größe des Kraftbedarfes, die voraussichtliche Benutzungsdauer der Maschinen und ihre durchschnittliche Belastung in Betracht zu ziehen. Beträgt der Kraftbedarf unter 8 PS, so bleiben Sauggasmotoren, Dieselmotoren außer Betracht, Dampfmaschinen kommen nur unter den oben geschilderten Verhältnissen zur Verwendung, und die Frage, ob Gas- oder Elektromotor, läßt sich im allgemeinen dahin beantworten, daß bei kleinem Kraftbedarf bis zu etwa 3 PS, bei geringer Benutzungsdauer und häufiger schwankender Belastung, Verhältnissen, wie sie gerade in Handwerksbetrieben sehr häufig zu finden sind, der Elektromotor geeigneter ist als der Gasmotor.

Bücherschau.

Schiffskessel, ein Handbuch für Konstruktion und Berechnung. Von Walter Mentz, Diplom-Ingenieur, Professor an der Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 222 Textfiguren und 5 Tafeln. München 1907, R. Oldenbourg. Preis 12 *M*.

Die nicht zu umfangreiche Literatur auf schiffbautechnischem Gebiet ist durch das vorliegende Werk um eine im großen und ganzen beachtenswerte Arbeit bereichert. Im einzelnen habe ich gegen das Werk jedoch einige Bedenken.

Wie der Herr Verfasser im Vorwort angibt, ist auf gute, nur das Wichtige zeigende Figuren besonderer Wert gelegt. Diese guten Figuren enthalten aber, weder im Text noch auf den Tafeln, irgend welche Maße, sind also nur schematische Darstellungen und als Konstruktionsunterlagen nicht zu verwenden.

»Die gesetzlichen Bestimmungen über Kessel, die Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften usw. sind nicht abgedruckt«. Diese Unterlassung kann mit Rücksicht auf das voraussichtlich im nächsten Jahr erscheinende Reichs-Kesselgesetz entschuldigt werden. Nachdem dieses Gesetz in Kraft getreten ist, wird ihm der Germanische Lloyd seine Bestimmungen voraussichtlich anpassen und dann eine Umarbeitung des vorliegenden Werkes erforderlich werden. Bei dieser Gelegenheit könnten auch die neuen Gesetze und Bestimmungen Aufnahme finden.

Die im Vorwort ausgesprochene Geringschätzung der Tabellen und Betriebsergebnisse steht im Widerspruch, sehr zum Vorteil des Buches, mit der ungewollten Anwendung im Text. Trotz des wohlklingenden Ausspruches, daß »die Ingenieurtätigkeit in etwas Höherem besteht als in Anwendung von Tabellen«, finden wir die letzteren im ganzen Buch, wenn auch nicht immer in übersichtlicher tabellarischer Form angeordnet, versteckt und vielfach benutzt. Die von den großen Reedereien aus Hunderten von Dampferreisen zusammengestellten Betriebsergebnisse dürften doch wohl einige Beachtung seitens des Konstrukteurs verdienen und werden vom Verfasser auch in der Tat verwendet, so z. B., was den Kohlenverbrauch für die einzelnen Maschinentypen betrifft.

Auf S. 34 u. f. gibt der Herr Verfasser eine tabellarische Uebersicht der Hauptabmessungen von Zylinderkesseln, auf welche sich seine Erörterung ihrer Konstruktion stützt. Ebenso werden auf S. 18 aus 26 Ausführungen Mittelwerte für die Größe der Heizfläche pro PS_i der einzelnen Maschinentypen bestimmt und dieser Wert der Kesselberechnung zugrunde gelegt. Durch dieses Verfahren soll offenbar einer zu großen Beanspruchung des Kessels vorgebeugt werden. Dasselbe kann man auch durch richtige Wahl der auf 1 qm Rost in der Stunde zu verbrennenden Kohlenmenge sowie des Verhältnisses der Rost- zur Heizfläche erreichen. Abgesehen davon, daß die Mittelwerte aus 26 Ausführungen für 5 verschiedene Typen nicht ganz einwandfrei sind, erscheint mir das bisher übliche Verfahren der Schiffskesselberechnung, von der Leistung des Kessels und dem Kohlenverbrauch ausgehend zunächst die nötige Rostfläche und danach Heizfläche und Zugquerschnitte nach Erfahrungswerten zu bestimmen, richtiger. Auf diese Weise erhält man ohne Probieren sofort das gewünschte Verhältnis zwischen Rost- und Heizfläche, auf dessen Wichtigkeit für den Kohlenverbrauch und die Lebensdauer des Kessels der Herr Verfasser mit Recht besonders aufmerksam macht. Ferner kann man bei dem üblichen Berechnungsverfahren den Kohlenverbrauch für die Hülfsmaschinen mit berücksichtigen, der in dem vorliegenden Werke leider nicht erwähnt ist.

Die weitere Konstruktion eines Zylinderkessels besteht nun bei dem Herrn Verfasser in einem konstruktiven Ausprobieren, bis die richtigen Abmessungen, unter Anlehnung an eine der 46 Ausführungen, erreicht sind. Meines Erachtens führt eine möglichst weit gehende Berechnung und darauf folgende Konstruktion schneller und sicherer zum Ziel.

Die rechnerische Verfolgung der Größe des Dampf- und Wasserraumes auf S. 22 des vorliegenden Werkes ist recht mangelhaft. Die Erklärung, mit einer Anordnung des niedrigsten Wasserstandes in einem Viertel des Durchmessers von oben sei allen praktischen Anforderungen Genüge getan, reicht nicht aus. In der Praxis ist der Konstrukteur oft aus Platzmangel gezwungen, den normalen Wasserstand höher zu legen, als eben angegeben; solche Kesselausführungen finden wir z. B. auf dem Schnelldampfer »Deutschland«, der Lustjacht »Victoria Luise« u. a. m. Für diesen Fall muß man sich durch Rechnung überzeugen können, inwieweit die Wasseroberfläche und der Dampfraum den Ansprüchen auf Erzeugung trockenen Dampfes genügen.

Der achte Abschnitt über Nietverbindungen ist entschieden der beste des Buches. Die klare übersichtliche Darstellungsweise stützt sich auf die von Professor Dieckhoff in dieser Zeitschrift 1898 S. 880 veröffentlichte Arbeit über Nietverbindungen, ohne daß dieser Tatsache weiter als durch eine kleine Fußnote Erwähnung geschieht. Als Ironie der Verhältnisse muß es aufgefaßt werden, daß gerade aus diesem, dem erwähnten Aufsatz nachgebildeten Teil eine der von der Verlagsbuchhandlung gewählten Reklameseiten entnommen ist.

Die Abschnitte über Wasserrohrkessel geben in der Hauptsache eine Zusammenstellung der in den verschiedenen Zeitschriften, namentlich im »Schiffbau« durch Züblin veröffentlichten Arbeiten. Einige der beschriebenen Typen dürften wir in Deutschland kaum im Betriebe finden. Die Figuren dieser Abschnitte geben ebenfalls keine Konstruktionsunterlagen ab, da sie ohne Maßzahlen sind.

Der 16te Abschnitt handelt über den künstlichen Zug, der auch in der Handelsmarine in immer zunehmendem Maße angewandt wird. Namentlich das System Howden hat große Verbreitung auf Fracht- und Personendampfern gefunden. Um so mehr muß es befremden, daß der Herr Verfasser weder eine Berechnung der Luftvorwärmer noch der Kreiselräder auch nur andeutet. Dazu kommt, daß sich aus den wenigen geradezu dürftigen Figuren dieses Abschnittes nichts für die Konstruktion ersehen läßt.

Dagegen sind die für Howdens Zug sprechenden Vorteile und Erwägungen in klarer Weise zum Ausdruck gebracht.

Im 18ten Abschnitt über die Kesselarmatur finden wir nur beim Sicherheitsventil einen Hinweis auf das amerikanische Gesetz und die Tabelle von Hartmann. Nach diesen Angaben läßt sich die Größe des Sicherheitsventiles feststellen. Dagegen wird die Größenbestimmung der übrigen Armaturteile, namentlich der Absperr- und Speiseventile, gänzlich übergangen. Auch die sonst guten Figuren dieses Abschnittes geben wegen des Fehlens der Maße keinen Anhalt. Sogar die Tabelle der 46 ausgeführten Zylinderkessel enthält keine Angaben über Armatur.

Der 19te Abschnitt bringt die Beschreibung des Rauchfanges, Schornsteines usw., läßt aber die Höhenberechnung des letzteren ganz vermissen.

Der 20ste Abschnitt über die Behandlung der Kessel gibt in der Hauptsache einen Auszug aus den in der Kaiserlichen Marine über diesen Gegenstand erlassenen Vorschriften. Es fehlt jedoch der Hinweis auf die Gefahr eines Salzgehaltes des Kesselwassers von wenigen Prozenten bei hohem Druck.

Abgesehen von diesen Bedenken sind die theoretischen Abhandlungen in klarer, leicht faßlicher Weise verfaßt. Trotzdem wird das Buch dem praktischen Konstrukteur nicht ganz genügen und zur Unterstützung des Unterrichtes sehr der Nachhülfe des Lehrers bedürfen. O. Raetz.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Vergleiche zwischen dem hängenden und dem aufrecht stehenden Gasglühlicht. Von Krüß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 14. Sept. 07 S. 845/50*) Bei den Versuchen wurden die mittlere räumliche Lichtstärke und die mittlere Beleuchtungsstärke von wagerechten Flächen bestimmt. In beiden Fällen war das hängende Gasglühlicht im Vorteil. Nur bei Verwendung eines Milchglasschirmes stellt sich das stehende Gasglühlicht günstiger.

The economy of the tungsten lamp. Von Wohlauer. (El. World 7. Sept. 07 S. 453/56*) Untersuchung der Wirtschaftlichkeit von Wolframlampen im Vergleich zur Kohlenfadenlampe bei verschiedenen Strompreisen.

The engineering of show-window illumination. Von Cravath und Lansingh. (El. World 7. Sept. 07 S. 449/53*) Lichtausbeute bei Verwendung besonders geformter Rückstrahlschirme.

Bergbau.

Wirtschaftliche und technische Mitteilungen über den Wietzer Erdölbezirk. Von Dobbelstein. (Glückauf 7. Sept. 07 S. 1171/76* m. 1 Taf.) Wirtschaftliche Verhältnisse. Umfang und geologische Verhältnisse. Betriebsergebnisse.

Betrachtungen über die Verluste bei Ilgner-Förderanlagen und Bestimmung der wirtschaftlichsten Schlüpfung ihrer Anlaßmotoren. Von Becker. Forts. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Sept. 07 S. 508/13*) Die elektrischen Verluste des Anlaßmaschinensatzes. Einfluß verschiedener Schlüpfung auf die Verluste. Schluß folgt.

Die elektrische Fördermaschine auf »Hermannschacht« bei Eisleben. Von Hoffmann. (Glückauf 7. Sept. 07 S. 1195/1201*) Die nach der Ilgnerschen Anordnung ausgeführte Anlage dient für eine Förderung von 2200 kg Nutzlast bei 330 m Schachtteufe und 10 m/sk größter Geschwindigkeit.

Bremsbergförderung mit Seil ohne Ende auf »Glückhilfschächte« bei Hettstedt. Von Hoffmann.(Glückauf 7. Sept. 07 S. 1167/70*) Der Bremsberg hat 360 m flache Höhe und wird mit dem Fortschreiten des Abbaues nach oben verlängert. Die Bremsscheiben liegen neben der Grundstrecke. Einzelheiten der Anlage, mit der als Höchstleistung in einer siebenstündigen Schicht 470 Wagen gefördert worden sind.

Brennstoffe.

The choice of a bituminous coal. Von Kuß. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 243/45) Wirtschaftliche Grundsätze für die Wahl des Brennstoffes: Beförderung, Heizwert, Eignung für wechselnden Betrieb, Rauchbildung, Aschenverhältnisse.

Dampfkraftanlagen.

Neuerungen auf dem Gebiete des Dampfkesselwesens. (Glückauf 7. Sept. 07 S. 1176/95*) Zweiflammrohrkessel von E. Berninghaus und J. Piedboeuf. Dreiflammrohrkessel von C. Weinbrenner und H. Paucksch. Doppelkessel und Ueberhitzer von E. Berninghaus. Stehender Heizrohrkessel von C. Weinbrenner. Steinmüller- und Dürr-Kessel. McNicol-Kessel. Ketten- und Sparroste. Verschiedene Ueberhitzer.

The capacity of cooling towers. (Engineer 13. Sept. 07 S. 268/70*) Auszug aus einem Vortrag von Schmitt in der South African Association of Engineers, in dem Kühltürme von verschiedener Bauart hinsichtlich ihrer wichtigsten Einzelheiten kritisch dargestellt und Ergebnisse von Versuchen an einigen im Betrieb befindlichen Türmen wiedergegeben sind.

1000 Kilowatt British Thomson-Houston turbo-alternator set. (Engng. 13. Sept. 07 S. 375/78*) Stehende Curtis-Turbine für 1500 Uml./min, gekuppelt mit einem Zweiphasenstromerzeuger von 1000 KW, 7500 V und 50 Per./sk. Die Versuche ergaben bei rd. 500 KW 8,8, bei rd. 1000 KW je nach der Dampftemperatur 7,2 bis 7,7 und bei 1275 KW 6,9 kg/KW-st Dampfverbrauch.

Zur Frage der kombinierten Dampfturbinen. Von Jasinsky. Forts. (Z. f. Turbinenw. 10. Sept. 07 S. 379/83*) Berechnung einer Rateau-Turbine. Einfluß des Verlustes durch Luftreibung. Versuchsergebnisse. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Les chemins de fer australiens. Von Privat-Deschanel. Forts. (Génie civ. 14. Sept. 07 S. 325/27*) Verwaltung der privaten und der Staatseisenbahnen. Wirtschaftliche Lage. Forts. folgt.

The locomotives of the Atchison, Topeka and Santa Fe Railway. (Engineer 13. Sept. 07 S. 253/56*) Darstellung des Eisenbahnnetzes hinsichtlich seiner wichtigeren technischen Eigenheiten. Uebersicht über die verschiedenen Bauarten von Schnellzug- und Güterzuglokomotiven.

Allgemeine Gesichtspunkte über die Entwicklung und die Aussichten des Einphasenstrom-Bahnbetriebes. Von Heyland. (ETZ 12. Sept. 07 S. 893/96) Allgemeines Verhalten der Motoren: Reihenschlußmotor, kompensierter Repulsionsmotor, Vergleich zwischen beiden Motoren. Aussichten des Wechselstrombetriebes vom theoretischen Standpunkt aus. Schluß folgt.

The installation of electric traction on the New York terminal section of the New Haven Railroad. (Eng. News 5. Sept. 07 S. 239/47*) Ausführliche Veröffentlichung über die in Zeitschriftenschau v. 11. Sept. 07 erwähnten Anlagen.

Einige Betrachtungen über Drehstromlokomotiven mit polumschaltbaren Motoren. Von Jacoby. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Sept. 07 S. 501/07*) Rechnerische und zeichnerische Untersuchung der Simplon-Lokomotiven von Brown, Boveri & Co. Schaltungen. Zeichnung des Heylandschen Diagrammes für die beiden Schaltungen. Abstufung des Anlassers. Anfahrdiagramme.

Locomotive wheel-balancing machine. (Engng. 13. Sept. 07 S. 362*) Bei der von Denison & Son in Leeds gebauten Hebelwage wird ein Rahmen durch zwei Schrauben auf die Schiene gestützt und dadurch der Hebel von unten an das zu wägende Rad angepreßt, bis das volle auf dem Rade ruhende Gewicht aufgenommen wird und auf einer bis 10 t zählenden Einteilung abgelesen werden kann.

Eisenhüttenwesen.

Ein verbessertes Umsteuerungsglockenventil für Regenerativöfen. Von Gille. (Stahl u. Eisen 11. Sept. 07 S. 1319/21*) Bei dem von der Sieg-Rheinischen Hütten-A.-G. gebauten Glockenventil ist eine doppelte Scheidewand vorhanden, die gekühlt werden kann, und in den beiden Glockenhälften ist je ein gußeiserner mit Quersteg versehener Rahmen eingenietet, der den mit Wasser gefüllten Teil des Unterkastens dicht abschließt, so daß kein Wasserdampf in den Ofen gelangen kann.

Entphosphorung von Roheisen. Von Hofer. (Gießerei-Z. 15. Sept. 07 S. 545/46) Angaben über das Verfahren von Mathesius, den Phosphor durch alkalische Metalle abzuscheiden.

Rolling seamless tubes. (Iron Age 29. Aug. 07 S. 553/55*) Erörterungen über die Ursache der Bildung eines Hohlraumes im Innern eines zwischen zwei Walzen gedrehten Blockes und Anwendung auf das Mannesmann-Walzverfahren mit kegeligen Walzen.

Eisenkonstruktion, Brücken.

Pont suspendu à poutres raidissantes et à articulation médiane. Von Gisclard. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 3 S. 39/94*)

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Allgemeine theoretische Betrachtungen und Berechnung einer versteiften Hängebrücke mit Mittelgelenk. Bemerkungen über die Hängebrücke in Brooklyn.

The Genesee River viaduct, Erie R. R. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 238/40*) Die rd. 940 m lange bis 36 m hohe Brücke liegt im Zuge der Strecke Cuba-Hunts der Erie-Bahn, s. Zeitschriftenschau v. 6. April 07. Sie besteht, abgesehen von zwei 36 m weiten Mittelöffnungen, aus vollwandigen Blechträgern von 24 m Länge, die mit 12 m breiten Säulen abwechseln. Einzelheiten der Eisenkonstruktion.

The design of timber Howe trusses. Von Balfour. (Eng. News 29. Aug. 07 S. 224/25*) Konstruktion einer 45 m langen eingleisigen Gitterträgerbrücke von 7,5 m Trägerhöhe, ausgeführt unter Berücksichtigung der Beanspruchungen durch schwere Züge in Kanada.

Eine Hängedecke für eiserne Eisenbahnbrücken mit durchgehendem Kiesbett. Von Johann. (Zentralbl. Bauv. 11. Sept. 07 S. 490/91*) Die Konstruktion bietet anderen Ausführungen gegenüber den Vorteil der Gewichtersparnis und der geringeren Bauhöhe.

La catastrophe des Ponts-de-Cé (Maine-et-Loire). Von Phizey. (Génie civ. 14. Sept. 07 S. 321/25*) Auf der im Jahr 1876 erbauten 320,6 m langen Gitterträgerbrücke mit 7 Oeffnungen über die Loire ist ein Zug entgleist und mit der Fahrbahn durchgebrochen. Einzelheiten des Unglücks sowie der Rettungs- und Bergungsarbeiten. Man nimmt an, daß die Schienen sich durch Erwärmung gedehnt haben, wodurch eine Spurerweiterung eingetreten ist.

A long-span truss roof: armory for Squadron C, New York National Guard, New York City. (Eng. News 29. Aug. 07 S. 220/22*) Darstellung der Konstruktion der Fachwerkbogenträger, die die rd. 57 m breite Reitbahn überspannen. Je zwei Träger sind durch Windverband gegeneinander versteift. Die Halle ist mit Glas und Eisenbetonplatten eingedeckt.

The Walnut Lane bridge, Fairmount-Park, Philadelphia. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 222/26*) Die 18 m breite Straßenbrücke besteht aus einer rd. 70 m weiten Hauptöffnung und 5 Halbkreisöffnungen von je 16 m Weite. Die Brücke ist ganz aus Beton gemauert. Bauvorgang und Konstruktion des Lehrgerüstes.

Three light reinforced-concrete arch bridges at Venice, California. Von Ehlers. (Eng. News 29. Aug. 07 S. 234/35*) Die drei Brücken von 60, 54 und 45 m Länge überspannen einen Wasserarm zwischen Venice und Playa del Rey. Die längste, eine Straßenbrücke von 4,8 m Fahrbahnbreite, hat eine Hauptöffnung von 28,8 m Weite und zwei Uferöffnungen von je rd. 12 m Weite. Die beiden andern sind 2,4 m breite Fußgängerbrücken.

Elektrotechnik.

Oil-engine driven power plant of the Pittsfield Electric Company. (El. World 7. Sept. 07 S. 446/48*) Das Werk ist mit zwei 225 pferdigen dreizylindrigen Diesel-Motoren ausgerüstet, die gemeinsam einen 350 KW-Zweiphasenstromerzeuger von 2300 V und 60 Per./sk treiben.

Neue Wasserkraftanlagen der Schweiz. Von Herzog. (Z. f. Turbinenw. 10. Sept. 07 S. 373/78*) Darstellung der Anlagen des Rabiusawerkes bei Chur. Das Kraftwerk enthält 3 Escher-Wyß-Turbinen von je 250 PS und eine Brown-Boveri-Dampfturbine von 300 PS. Die Oerlikon-Dynamos liefern Drehstrom von 2000 V. Forts. folgt.

Die elektrischen Wind-Kraftwerke in Dänemark. Von Anker. (ETZ 12. Sept. 07 S. 901/03*) Bericht über ältere Versuchanlagen. Das neue Windkraftwerk in Vallekilde dient zur elektrischen Beleuchtung einer Volksschule und speist 378 Glühlampen und 6 Bogenlampen. Darstellung einer Vorrichtung von La Cour, um Rückstrom von der Batterie zur Dynamo zu vermeiden.

Ueber den Durchhang von Freileitungen. Von Nicolaus. (ETZ 12. Sept. 07 S. 896/901* mit 1 Taf.) Zeichnerische Darstellung und Zahlentafeln für den Durchhang bei verschiedenen Materialien und Temperaturen. Die nach Blondel berechneten Parabeln zeigen den Zusammenhang zwischen Spannung, Temperatur und Spannweiten von Bronze- und Eisendrähten. Forts. folgt.

The 50000-volt line of the Taylor's Falls-Minneapolis Power Transmission. (El. World 7. Sept. 07 S. 443/46*) Masten, Leiter, Isolatoren, Blitz- und andre Sicherheitseinrichtungen der 65,4 km langen Fernleitung, bei der 6 vH Energie- und 10 vH Spannungsverlust für Belastungen bis 10000 KW nicht überschritten werden.

Reinforced concrete towers. Von Krellwitz. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 07 S. 572/80* mit 2 Taf.) Die Freileitung der Lincoln Light and Power Co. ist längs des Welland-Kanales in Ontario auf 46 m hohen Eisenbetonmasten verlegt, die 2,5 m tief gegründet sind. Jeder Mast trägt 16 blanke Drähte auf Glasisolatoren. Angaben über die Berechnung der Masten.

Leerlauf- und Kurzschlußwiderstand von Wechselstromkabeln. Von Breitfeld. (El. u. Maschinenb. Wien 15. Sept. 07 S. 705/12*) Rechnerische Uebertragung der Werte für den scheinbaren Leerlauf- und Kurzschlußwiderstand, gemessen an kurzen Kabelenden, auf beliebige Längen.

Outline of the characteristics of constant-potential transformers. Von Burnham. (El. World 7. Sept. 07 S. 460/62*) Anleitung zum Entwerfen des Eisenkörpers und der Wicklungen von Transformatoren und Erläuterung der wichtigsten elektrischen und magnetischen Größen.

Erd- und Wasserbau.

Die Gründung mit »Simplex«-Betonpfählen. Von Siegfried. (Deutsche Bauz. 11. Sept. 07 S. 65/67*) Bei der Gründung wird ein unten geschlossenes Stahlrohr bis auf den festen Baugrund eingetrieben, dann mit Beton gefüllt und, nachdem es unten geöffnet worden ist, wieder herausgezogen. Die Spitze des Rohres ist aus Zylinderflächen hergestellt, so daß sie geöffnet eine Verlängerung der Rohrwand bilden. Forts. folgt.

Les équations des lois empiriques de l'hydraulique fluviale. Von Fargue. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 3 S. 121/38* mit 1 Taf.) Rechnerische Bestimmung der Einwirkung von fließendem Wasser auf die Boden- und Uferverhältnisse der Flüsse. Bericht über Versuche, die zu diesem Zweck gemacht worden sind.

Voies navigables de la Grande Bretagne et d'Irlande. Von de Rochemont. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 3 S. 9/38 mit 1 Taf.) Geschichtliche Uebersicht über die Anlage der Kanäle. Verwaltung und Erhaltung von Kanälen durch den Staat, die Gemeinden oder die Eisenbahngesellschaften. Die technische und wirtschaftliche Lage der Schiffahrtstraßen. Angaben über Schleusen, Treidelanlagen, Brücken, Kosten und Ausgaben usw.

Der Cod-Kap-Kanal. (Zentralbl. Bauv. 14. Sept. 07 S. 496/99*) Der neue 13 km lange Kanal durchschneidet die Cod-Kap-Halbinsel und verkürzt den landseitigen Wasserweg zwischen Boston und New York um 113 km, den Außenweg um 193 km. Der Kanal soll ohne Flutschleusen gebaut werden. Angaben über Strömungsverhältnisse in andern Wasserstraßen.

Reinforced-concrete pipe for carrying water under pressure. Von Smith. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 07 S. 581/98* mit 2 Taf.) Darstellung des Baues einer rd. 1,8 km langen Druckleitung aus Eisenbeton im Zug eines rd. 30 km langen Kanales in Arizona. Bei den Arbeiten wurde eine zweiteilige bewegliche Form benutzt. Angaben über Kosten, Versuche über Dichtheit. Schlußfolgerungen.

The bracing of trenches and tunnels, with practical formulas for earth pressures. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Aug. 07 S. 599/621* mit 3 Taf.) Aufstellung von Formeln zur Berechnung des Erddruckes bei Gräben und Tunneln mit Beispielen.

Gesundheitsingenieurwesen.

The use and the abuse of sewage purification plants. Von Kimberly. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 234/36*) Die Mitteilungen des Verfassers erstrecken sich auf die Bauart und Betriebführung der Anlagen im Staat Ohio.

Constructing a sewer under the Brooklyn subway. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 228/30*) Umleitung eines 4,5 m weiten gemauerten Abwasserkanales mit Hülfe eines 87 m langen erweiterten Krümmers aus Beton von viereckigem und rundem Querschnitt.

Ueber Versuche mit einem neuen Vakuum-Desinfektionsapparat. Von Hahn. (Gesundhtsing. 7. Sept. 07 S. 581/85*) Die Vorrichtung wird zunächst durch Rippenheizkörper auf 70 bis 74° angeheizt, dann wird eine Luftpumpe in Gang gesetzt und Dampf mit Formalin in den Behälter eingelassen. Versuchsergebnisse.

Gießerei.

Machine molding of a chaffcutter mouthpiece casting. Von Buchanan. (Am. Mach. 14. Sept. 07 S. 302/04*) Das Gehäuse, dessen Einformen in Ober- und Unterkasten mit Hülfe der Formmaschine ausführlich dargestellt ist, dient zum Zuführen des Schnittgutes bei Häckselmaschinen.

Heizung und Lüftung [1].

Die Heizungs- und Lüftungsanlage im Clevelander Hippodrom. (Gesundhtsing. 14. Sept. 07 S. 599/606*) Das dargestellte Gebäude enthält im mittleren Teil das Theater, während die beiden 11 und 7 Stockwerke hohen Seitenflügel Geschäftsräume aufnehmen. Abwärtslüftung in Verbindung mit unmittelbarer Dampfheizung.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Some recent mechanical coal storage plants. Von Hudson. (Eng. News 29. Aug. 07 S. 211/15*) Die Speicheranlagen für Anthrazit und für bituminöse Kohlen unterscheiden sich hinsichtlich der zulässigen Höhe der Haufen sowie hinsichtlich der Fördereinrichtungen, da Anthrazit gewöhnlich nach den Korngrößen getrennt aufgespeichert wird. Schaubilder mehrerer ausgeführter Anlagen.

Der Temperley-Verlader. Von Stephan. Schluß. (Dingler 14. Sept. 07 S. 579/81*) S. Zeitschriftenschau v. 21. Sept. 07.

[1] In Z. 1907 S. 1473 ist für die Warmwasserheizung »System Reck« fälschlich Journ. Gasb.-Wasserv. 24. Aug. 07 S. 549/56* als Quelle angegeben statt: Gesundhtsing. 24. Aug. 07 S. 549/56*.

Maschinenteile.

Beanspruchung eines ebenen Scheibenkolbens mit zwei Böden und ohne Rippen. Von Enßlin. (Dingler 14. Sept. 07 S. 577/79*) Rechnerische Bestimmung der Durchbiegung der Kolbenböden und Anwendung der Ergebnisse auf den Niederdruckkolben der Lokomotive.

Neuere Herstellungsweisen der Transmissionsseile. Von Schulz. Schluß. (Dingler 14. Sept. 07 S. 582/85*) Austreibemaschinen, Seilschlagmaschinen, verschiedene Klöppelbahnen.

The design of eccentric pull and push rods. Von Murphy. (Am. Mach. 14. Sept. 07 S. 292/93*) Berechnung der Abmessungen einer ⊔-förmig gekrümmten Stange für Bremsgestänge von Eisenbahnwagen.

Materialkunde.

Wie muß das Hauptlaboratorium eines neuzeitlichen Eisenhüttenwerkes beschaffen sein? Von Kayßer. (Stahl u. Eisen 11. Sept. 07 S. 1315/19*) Anordnung und Größe des Gebäudes und der Räume. Allgemeine Ausrüstung für die Untersuchung des Roheisens. Abteilung für Kohlen und Koks. Prüfverfahren. Schluß folgt.

Ueber bleibende Spannungen in Werkstücken infolge Abkühlung. Von Heyn. (Stahl u. Eisen 11. Sept. 07 S. 1309/15*) Erläuterung der Umstände, die im allgemeinen zur Entstehung von Spannungen infolge von Abkühlung oder Erhitzung der Werkstücke führen. Besprechung der Bedingungen, unter denen vorübergehende Spannungen überhaupt auftreten können, an Hand von Schaubildern. Eingehende Betrachtung über bleibende Spannungen in Guß-, Schmiede- oder Walzstücken. Schluß folgt.

Steel for concrete reinforcement. Von Shuman. (Iron Age 5. Sept. 07 S. 638/39) Zusammenstellung und Erörterung von Versuchsergebnissen über die Erhöhung der Bruchgrenze von Flußeisenstäben für Betonverstärkung durch Verdrehen im kalten Zustand. Vorschriften für die Durchführung solcher Versuche.

The forging of alloy steels. Von Lake. (Am. Mach. 14. Sept. 07 S. 289/91) Schmiedetemperaturen von Nickel-Chrom-Stählen. Festigkeit von Schweißstellen und Schweißverfahren. Gießen und Ausschmieden von Stahllegierungen.

Effect of steam curing on the crushing strength of concrete. (Eng. News 5. Sept. 07 S. 249/50*) Die von Wig und Havlik durchgeführten Versuche haben ergeben, daß das anfängliche Erhärten durch die Behandlung mit Dampf wohl beschleunigt wird; dagegen ist die endgültige Festigkeit der Betonkörper geringer als bei der natürlichen Behandlung mit Luft und Wasser.

Mechanik.

Ueber die Deformation als Maß der Beanspruchung. Von Girtler. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 13. Sept. 07 S. 649/53*) Der von Beltrami aufgestellte Lehrsatz besagt, daß als Maß der Beanspruchung in einem Punkt eines Körpers die dort geleistete Formänderungsarbeit, bezogen auf die Raumeinheit, angesehen werden kann. Die angestellten Versuche beschäftigen sich mit der praktischen Prüfung dieses Satzes.

Torsionsschwingungen von Wellen mit beliebig vielen Massen. Von Holzer. Forts. (Schiffbau 11. Sept. 07 S. 866/70*) S. Zeitschriftenschau v. 14. Sept. 07. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Einiges über Dynamometer und Messung des Kraftbedarfes der Arbeitsmaschinen. Von Denffer. Forts. (Riga Ind. Z. 15. Aug. 07 S. 180/92*) Darstellung und Wirkungsweise der Dynamometer von Rieter, Richard Frères, Fischinger und v. Pittler. Forts. folgt.

Metallbearbeitung.

Machine tool design. Von Nicolson und Smith. Forts. (Engineer 13. Sept. 07 S. 251*) S. Zeitschriftenschau v. 14. Sept. 07.

A multiple-spindle tailstock for turret work on an engine lathe. Von Perrigo. (Am. Mach. 14. Sept. 07 S. 300/02*) Die Einrichtung bildet einen Ersatz für einen Drehkopf. Auf dem um die Drehbankachse verstellbaren Reitstockgehäuse sind mehrere parallele Werkzeugträger angeordnet, die nacheinander in Arbeitstellung gebracht werden können.

A new milling machine dividing head. (Iron Age 5. Sept. 07 S. 618/19*) Die an Hand von Schaubildern erläuterte Einstellvorrichtung für besonders große Maschinen ist von der Becker-Brainard Milling Machine Co. in Hyde Park, Mass., gebaut.

Ajax-Schmiedemaschinen. Von Lichte. (Gießerei-Z. 15. Sept. 07 S. 552/56*) Abbildungen verschiedener Bauarten der Exzenter-Schmiedepressen von Ajax in Cleveland, O., und Darstellung des Vorganges beim Anschmieden eines Sechskantkopfes an einem glatten Bolzen.

Motorwagen und Fahrräder.

Die Lenkung der Kraftfahrzeuge. Von Valentin. Forts. (Motorw. 10. Sept. 07 S. 739/46*) Amerikanische Steuerungen. Ausbildung der Steuersäule und des Lenkrades. Forts. folgt.

Papierindustrie.

Neuerungen in der Papierfabrikation. Von Haußner. Forts. (Dingler 14. Sept. 07 S. 585/88*) Verschiedene Holländerausführungen. Wasserschmierung für Holländer der Maschinenfabrik zum Bruderhaus. Grundwerke, Stoffmühlen und andre Faserzerkleinerungsmaschinen. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Two-stage operation of a large pumping engine. Von Doane. (Eng. News 29. Aug. 07 S. 218/19*) In dem Chestnut Hill-Pumpwerk der Metropolitan Water-Works of Massachusetts ist eine der großen Dampf-Pumpmaschinen von 132000 cbm Tagesleistung bei geringer Druckhöhe an die Druckleitung angeschlossen worden, die zu dem Hochbehälter am Fisher Hill führt. Außer dem Einbau von Leitungen und Schiebern sind auch die Tauchkolben der Pumpen mit Bleigewichten beschwert worden, um die beim Hochdruckbetrieb wachsenden Beanspruchungen an der Kurbelwelle auszugleichen.

Schiffs- und Seewesen.

Die Ergebnisse des russisch-japanischen Seekrieges in ihrer Wirkung auf die Weiterentwicklung im Kriegschiffbau. Von Neudeck. (Schiffbau 11. Sept. 07 S. 859/65*) Betrachtungen über die Neubauten der Dreadnought-Klasse. Panzerung, Bewaffung, Antriebmaschinen, Feuerungen und Anstrich der Schiffe. Schluß folgt.

Indian survey vessel »Palinurus«. (Engng. 13. Sept. 07 S. 357/58*) Der 42,7 m lange, 7,3 m breite und 2,67 m tief gehende Vermeßdampfer von 433 t Wasserverdrängung ist mit einer Dreifach-Expansionsmaschine ausgerüstet und führt eine Lucas-Peilmaschine für 5000 Faden Tiefe und ein 8,2 m langes Dampfpeilboot mit sich.

The engines of the Adriatic. (Engineer 13. Sept. 07 S. 270*) Die beiden Vierfach-Expansionsmaschinen des neuesten, noch nicht vollendeten Ozeandampfers der White Star Line von 40000 t Wasserverdrängung und 18 Knoten Geschwindigkeit haben 905, 1295, 1870 und 2650 mm Zyl.-Dmr. bei 1600 mm Kolbenhub und treiben je eine Schraube von 6100 mm Dmr. Sie werden mit Dampf von 14,5 at Ueberdruck gespeist. Die Zylinder sind in folgender Reihenfolge angeordnet: Hochdruck-, 2. Mitteldruck-, Niederdruck- und 1. Mitteldruck-Zylinder.

Small launch machinery. (Engineer 13. Sept. 07 S. 272*) Die Ausrüstung für ein kleines Dampfboot umfaßt einen Kessel mit Petroleumfeuerung, eine Verbundmaschine von 24,3 PS_i bei 1070 Uml./min und eine Dynamomaschine zum Aufladen von Akkumulatoren für den Betrieb eines zweiten Bootes.

Technisches von den Kieler Motorbootveranstaltungen. Von Berger. (Motorw. 10. Sept. 07 S. 731/39*) Erörterungen über Motoren für schwere Brennstoffe. Darstellung der umsteuerbaren Motoren der Howaldts-Werke und von Bolinders Maschinenbau-Gesellschaft in Stockholm.

The Fastnet rock-lighthouse. (Engineer 13. Sept. 07 S. 259/62*) Der neue Leuchtturm ist ganz aus Granit gebaut, tiefer am Felsabhang gegründet, aber im ganzen höher, so daß die Brennpunktebene mit 48,2 m Höhe über Hochwasserspiegel noch 3 m über der des alten Turmes liegt. Die Lichtstärke des Feuers, dessen Lichtquelle ein Petroleum-Glühlichtbrenner ist, beträgt 850000 HE gegen 43000 HE des alten Feuers. Einzelheiten des Bauwerkes, der Bauausführung und des Feuers.

Textilindustrie.

Blanchiment, mercerisage et teinture des cotons. Von Beltzer. (Génie civ. 14. Sept. 07 S. 327/29 mit 1 Taf.) Erörterung des Vorganges beim Bleichen, Merzerisieren und Färben. Einrichtungen und Baulichkeiten einer Bleicherei, Färberei und Merzerisieranlage für Baumwolle und Angaben über die Gesamtkosten der Anlage.

Wasserkraftanlagen.

Speed regulation of high-head water-wheels. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 240/42) Auszug aus einer Abhandlung von Warren: Regelung durch Ablenkung des Wasserstrahles und mit Drosselventil. Drucksteigerung in langen Leitungen. Prüfverfahren für die Empfindlichkeit von Regulatoren.

Wasserversorgung.

The water purification and softening works at New Orleans, La. (Eng. Rec. 31. Aug. 07 S. 231/33*) In Verbindung mit den neuen Wasserwerken werden gegenwärtig zwei Anlagen von 151000 und 15000 cbm Tagesleistung zum Enthärten des Mississippi-Wassers errichtet. Die Anlagen arbeiten mit Eisensulphat als Fällmittel und mit mechanischen Filtern zum Entfernen des Niederschlages.

Werkstätten und Fabriken.

Cableways used on shipbuilding berths. Von Henderson. (Engng. 13. Sept. 07 S. 378/80*) Zwei Hellinge der Werft von Yarrow von 150 und 210 m Länge sowie 30 und 45 m Breite sind mit Seilbahnen ausgerüstet. Die Seile überspannen die Hellinge in der Längsrichtung und sind an Wagen befestigt, die auf den Torstützen aus Eisenkonstruktion seitlich verfahren werden können. Das Torjoch ruht auf zwei zum Ausgleich des Seilgewichtes schräg stehenden Stützen und ist senkrecht verankert.



Rundschau.

Die Dampfkesselexplosionen im Deutschen Reich im Jahre 1906[1]).

Im Laufe des Jahres 1906 sind, abgesehen von den Lokomotiven und von den Dampfkesseln, die von der Militärverwaltung oder der Kriegsmarine benutzt werden, im ganzen 15 Kessel explodiert, und zwar:

1) Liegender Einflammrohrkessel von 6000 mm Länge und 1800 mm Dmr. mit darunterliegendem Heizröhrenkessel von 3960 mm Länge und 1900 mm Dmr., 21,33 cbm Gesamtwasserinhalt und 11 at Spannung, aufgestellt 1896 in der Leipziger Baumwollspinnerei zu Leipzig-Lindenau von Ewald Berninghaus in Duisburg. Bei der Explosion am 15. Januar wurde der vordere Schuß des Flammrohres im Oberkessel auf 960 mm Länge und 540 mm größte Tiefe eingebeult, wobei ein 470 mm langer, bis zu 370 mm klaffender Riß entstanden ist. Das Material hat sich hierbei so gedehnt, daß seine Wandstärke an der Bruchstelle nur 2 bis 3 mm beträgt. Ursache ist Wassermangel, hervorgerufen durch scheinbaren Wasserstand infolge verstopfter Ablaßhähne der Wasserstandzeiger. Verletzt wurde niemand.

2) Liegender Zweiflammrohrkessel mit Galloway-Rohren von 5800 mm Länge und 2200 mm Dmr. mit darüberliegendem Heizröhrenkessel von 4100 mm Länge und 2200 mm Dmr., 27,79 cbm Gesamtwasserinhalt und 9 at Dampfdruck, aufgestellt 1896 in der Papier- und Pappenfabrik von Herm. Ehlert zu Technitz, Amtshauptmannschaft Döbeln, von der Maschinenfabrik Germania vormals I. S. Schwalbe & Sohn, Chemnitz. Bei der Explosion am 9. April sind beide Flammrohre eingebeult worden. Eines der Flammrohre ist zwischen dem ersten und zweiten Schuß in der Nietnaht aufgerissen, so daß eine größere Oeffnung entstand. Ursache ist Wassermangel infolge verstopfter Wasserstandgläser. Vor der Explosion muß der Wasserspiegel bis 23 cm unter den Scheitel der Flammrohre gesunken sein. Verletzt wurde niemand.

3) Liegender Zweiflammrohrkessel von 7500 mm Länge und 2000 mm Dmr., 16,9 cbm Gesamtwasserinhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1891 in der Brennerei von Otto in Schlagenthin, Kreis Arnswalde, von H. Jahn in Arnswalde. Bei der Explosion am 27. April ist der zweite Schuß des rechten Flammrohres aufgerissen, außerdem sind einige Flammrohrschüsse verbeult worden und in den Krempen angebrochen. Die Bruchfläche deutet auf minderwertiges Material. Ursache ist Wassermangel, hervorgerufen durch Unachtsamkeit des Heizers; denn das Speiserohr war bis auf einen Schlitz von etwa Messerrückenstärke verstopft, während die Wasserstandgläser in Ordnung waren. Ein Heizer wurde getötet.

4) Liegender Zweiflammrohrkessel von 10000 mm Länge und 2230 mm Dmr., 28,26 cbm Wasserinhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1882 auf dem Steinkohlenbergwerk der Gewerkschaft Graf Schwerin von der Gewerkschaft Orange, vormals Schalker Verein für Kesselfabrikation in Gelsenkirchen. Bei der Explosion am 24. Juni sind die beiden ersten Schüsse des linken Flammrohres vollständig, der dritte bis zur Hälfte eingebeult worden. Der zweite Schuß ist kurz vor der Nietnaht abgerissen. Ursache ist Wassermangel, herbeigeführt durch Unachtsamkeit des Kesselwärters. Verletzt wurde niemand.

5) Liegender Einflammrohrkessel von 8350 mm Länge und 1570 mm Dmr., 13,19 cbm Wasserinhalt und 4,5 at Betriebsdruck, aufgestellt 1873 in der Tonwarenfabrik von W. Richter & Co., Bitterfeld, von Wagner & Co., Köthen. Bei der Explosion am 8. September ist der vorderste Flammrohrbund eingedrückt worden und in der Richtung der Quernaht bis zur Hälfte aufgerissen. Ursache ist Wassermangel infolge Fahrlässigkeit des Heizers. Der Zeiger für den niedrigsten Wasserstand lag außerdem nur 15 mm anstatt 100 mm über Flammrohroberkante. Zwei Personen wurden verletzt.

6) Liegender Zweiflammrohrkessel von 10000 mm Länge, 2000 mm Dmr., 30,6 cbm Wasserinhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1892 in der Braunkohlenbrikettfabrik der Anhaltischen Kohlenwerke A.-G. in Klein-Räschen, Kreis Kalau, von der Zeitzer Eisengießerei und Maschinenbau-A.-G. Bei der Explosion am 9. September sind die beiden vorderen Schüsse beider Flammrohre eingebeult worden und auf rd. 200 mm Länge bis rd. 30 mm weit aufgerissen. Ursache ist Wassermangel, hervorgerufen durch scheinbaren Wasserstand, da das obere Zugangrohr zum Wasserstandzeiger verstopft war. Verletzt wurde niemand.

[1]) nach der vom Kaiserlichen Statistischen Amt herausgegebenen Statistik des Deutschen Reiches, 3. Heft 1907.

7) Liegender Zweiflammrohrkessel von 11500 mm Länge, 2000 mm Dmr., 28 cbm Wasserinhalt und 7 at Betriebsdruck, aufgestellt 1905 im Braunkohlenwerk Mariannenglück zu Kausche, Kreis Kalau, von der Maschinenfabrik Buckau A. G. zu Magdeburg. Bei der Explosion am 16. September wurde ein Flammrohr auf etwa 3,5 m Länge stark eingedrückt, wobei es in der dritten Rundnaht fast ganz abgerissen ist. Ursache ist Wassermangel; da die Armaturen in Ordnung waren, so ist das Sinken des Wasserstandes unter die zulässige Grenze nur auf Unachtsamkeit des Heizers zurückzuführen. Verletzt wurde niemand.

8) Liegender Lokomobil-Feuerbüchsenkessel mit ausziehbaren Heizrohren von 1460 mm Länge, 790 mm Dmr., 0,98 cbm Wasserinhalt und 7 at Betriebsdruck, geliefert 1879 an die Lohndrescherei von H. H. Hartz zu Wattenbeck, Kreis Kiel, von R. Wolf in Magdeburg-Buckau. Bei der Explosion am 26. September ist die Feuerbüchse auf 360 mm Länge bis 70 mm weit aufgerissen und außerdem stark eingebeult worden. Ursache ist Wassermangel infolge verstopfter Wasserstandzeiger. Verletzt wurde niemand.

9) Liegender Einflammrohrkessel mit zwei darüber liegenden Vorwärmern und angebauten Ueberhitzern von 8500 mm Länge, 2200 mm Dmr., 21,6 cbm Wasserinhalt und 8 at Betriebsdruck, aufgestellt 1899 auf der Spateisengrube der Gewerkschaft Eisenzecher Zug zu Eiserfeld bei Siegen von C. Weinbrenner in Neunkirchen. Bei der Explosion am 8. Oktober sind die beiden ersten Schüsse des Flammrohres fast vollständig eingedrückt worden, wobei die Nietnaht auf ²/₅ des Umfanges aufgerissen ist; durch die Oeffnung ist der Wasserinhalt nach hinten so stark herausgeschleudert worden, daß der Kessel etwa 52 m weit nach vorn geflogen ist und dort eine Futtermauer zerstört hat. Ursache ist Wassermangel, hervorgerufen durch Unaufmerksamkeit des Heizers; denn das Wellrohr ist in den ersten beiden Schüssen beinahe bis zur Mitte glühend gewesen. Eine Person wurde getötet, eine verletzt.

10) Stehender Feuerbüchsenkessel von 2500 mm Höhe, 1500 mm Dmr., 2,61 cbm Wasserinhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1883 in der Kartoffel- und Getreidebrennerei von Oskar Jäckel, Zobten, Kreis Schweidnitz, von Främbs & Freudeberg in Schweidnitz. Bei der Explosion am 28. Oktober ist der Kessel in vier Teile zerrissen worden, wodurch das ganze Kesselhaus mit dem anstoßenden Maschinenraum und dem Raum für Henze-Dämpfer zerstört worden ist. Ursache ist Wassermangel; zur Zeit der Explosion scheint fast gar kein Wasser mehr im Kessel gewesen zu sein. Eine Person wurde getötet.

11) Liegender Walzenkessel von 7850 mm Länge und 940 mm Dmr. mit unterem Sieder von 1250 mm Länge und 850 mm Dmr., 10,25 cbm Gesamt-Wasserinhalt und 4,5 at Betriebsdruck, aufgestellt 1874 im Sägewerk von Schwarzelühr & Thüme, G. m. b. H. zu Dahlhausen, Kreis Iserlohn, von Lindner in Annen. Bei der Explosion am 2. November hat sich in der vorletzten Mantelplatte des Unterkessels eine Oeffnung von 615 mm mittlerer Länge und 365 mm mittlerer Höhe gebildet. An dieser Stelle war das Blech durch die von außen darauf ruhende Mauerwerkabdeckung von außen fast ganz durchgerostet. Verletzt wurde niemand.

12) Liegender Walzenkessel mit anschließendem stehendem Heizröhrenkessel, aufgestellt 1882 in der Dampf-Buchbinderei von A. Riffarth zu München-Gladbach von L. Gobiet in Düsseldorf. Länge des Walzenkessels 5000 mm, Dmr. 1000 mm; Länge des Heizröhrenkessels 3000 mm, Dmr. 1850 mm, Wasserinhalt 12 cbm, Betriebsdruck 6 at. Bei der Explosion am 5. November sind die beiden ersten Bunde des Walzenkessels, der in der zweiten Mantelrundnaht abgerissen ist, zerstört worden. Die Feuerplatte ist im vollen Blech unter der Längsnaht aufgerissen. Ursache ist Wassermangel, hervorgerufen durch Unachtsamkeit. Eine Person wurde getötet.

13) Liegender Einflammrohrkessel von 8750 mm Länge, 2200 mm Dmr., 20 cbm Wasserinhalt und 9 at Betriebsdruck, aufgestellt 1904 in der Kalksandsteinfabrik der Firma Hartsandsteinwerk Gruppenbühren G. m. b. H. von H. Wegener & Co. in Bremen. Bei der Explosion am 18. November ist die zweite Rundnaht des auf seiner ganzen Länge zusammengedrückten Flammrohres in der oberen Hälfte auseinandergerissen, wobei eine bis 100 mm weite Oeffnung entstand. Ursache ist Wassermangel. Eine Person wurde getötet.

14) Liegender Zweiflammrohrkessel von 5410 mm Länge, 1600 mm Dmr., 9 cbm Wasserinhalt und 5 at Betriebsdruck, aufgestellt 1891 in der Glühlampenfabrik Union zu Finster-



walde von E. Herrmann in Sorau. Bei der Explosion am 23. November ist das Flammrohr zwischen dem ersten und zweiten Schuß auf der Länge der halben Naht bis 93 mm weit aufgerissen und in den ersten drei Schüssen stark eingebeult worden, ferner in der Krempe des ersten Schusses eingebrochen. Ursache ist Wassermangel Das untere Rohr für das Wasserstandglas war vollkommen durch Kesselstein verstopft, und in der Rohröffnung nach dem Kessel hin steckte ein verkohlter Holzpflock. Verletzt wurde niemand.

15) Beweglicher stehender Feuerbüchsenkessel von 2260 mm Höhe, 800 mm Dmr., 0,672 cbm Wasserinhalt und 6 at Betriebsdruck, aufgestellt 1878 auf dem Bohrturm der Gewerkschaft Bernhardtshall, Kohlensäurewerk zu Leinbach, Kreis Meiningen, von Menck & Hambrock in Ottensen. Bei der Explosion am 14. Dezember ist der Boden des Kessels in der Krempe ringsherum scharf abgerissen und mit dem aus der Feuerbüchsdecke herausgerissenen Rauchrohr etwa 55 m weit fortgeschleudert worden. Die Ursache ist nicht aufgeklärt. Der Heizer hat das Feuer morgens gegen 5 Uhr abgedeckt; Wassermangel kommt nicht in Frage. Verletzt wurde niemand.

Beim Lesen der vorstehenden Uebersicht drängt sich die große Zahl von Unfällen, die auf Wassermangel zurückzuführen sind, unwillkürlich auf. Von den 13 Unfällen infolge von Wassermangel sind zudem 7 augenscheinlich auf Unachtsamkeit der Bedienung zurückzuführen; den Besitzern von Dampfanlagen kann daher größere Sorgfalt bei der Wahl der Heizer nicht genug anempfohlen werden. Auf der andern Seite bietet das fast gänzliche Fehlen von Unfällen, die durch Materialfehler des Kesselbleches verursacht worden sind, einen erfreulichen Beweis dafür, daß die Normalvorschriften für die Eigenschaften von Kesselblech gute Früchte getragen haben.

Der Statistik ist die Definition des Begriffes Explosion nach den Bestimmungen des Bundesrats vom 21. Januar 1897[1]) vorangeschickt. Daß sie trotzdem, wie in den früheren Jahren, nicht auf Grund dieser Definition aufgestellt worden ist, beweist der Fall 6, bei dem unter keinen Umständen »ein plötzlicher Ausgleich der Spannungen innerhalb und außerhalb des Kessels« stattgefunden haben kann, und bei den Fällen 2, 3, 4, 5, 7, 13 und 14 ist es mindestens zweifelhaft.

Die neueste Nummer der »Mitteilungen aus dem Königl. Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde West« bringt aus der Feder des Vorstehers der Abteilung 3 des Materialprüfungsamtes, Professors Herzberg, einen Aufsatz über die **Zukunft unsrer Druckwerke**, dem folgendes zu entnehmen ist:

Bereits vor 20 Jahren hat Martens[2]) auf die Gefahr hingewiesen, in der ein großer Teil der Geisteserzeugnisse unsrer Zeit dadurch schwebt, daß dafür Papiere verwendet werden, die lange Dauer nicht erwarten lassen, da sie weder in der Zusammensetzung, noch in der Festigkeit des Stoffes die hierfür erforderlichen Eigenschaften besitzen.

Damals wurden die von der Versuchsanstalt gelesenen technischen Zeitschriften sowie Papiere von Druckwerken untersucht, die die Königliche Bibliothek und die Bibliothekverwaltung des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten zu Berlin zur Verfügung gestellt hatten.

Das Ergebnis der Prüfung lieferte einen betrübenden Ausblick auf den Zustand, in den die Schätze unsrer Bibliotheken schon nach wenigen Jahrzehnten kommen würden: von rund 100 untersuchten Zeitschriften von dauerndem Wert waren nur sechs auf Papier gedruckt, dessen Beschaffenheit eine einigermaßen sichere Gewähr für langjährige Dauer erwarten ließ. Ein großer Teil der Papiere enthielt Holzschliff oder andre verholzte Fasern, also Rohstoffe, die für Dauerpapiere gänzlich auszuschließen sind; die übrigen waren aus dauerfähigerem Material hergestellt, aber meist von so geringer Festigkeit, daß ihnen bei nur einigermaßen häufigem Gebrauch baldiger Zerfall in Aussicht gestellt werden konnte. Da es sich bei der Frage der Dauerhaftigkeit unsrer Druckpapiere um eine Kulturfrage von großer Bedeutung handelt, so wurden damals die öffentlichen Bibliotheken gebeten, der Frage dauernd ihre Aufmerksamkeit zuzuwenden und das Bestreben, an der Besserung der Zustände mitzuarbeiten, durch Ueberweisung geeigneten Materials an die Versuchsanstalt zu unterstützen.

Stellenweise scheinen sich die vor Jahren ausgesprochenen Befürchtungen über den vorzeitigen Verfall von Druckwerken schon zu verwirklichen.

Die Bibliothek der Universität Berlin weist in einer Eingabe an das Materialprüfungsamt darauf hin, daß es für die Wissenschaft und die öffentlichen Bibliotheken von größtem Interesse sei, die gedruckte Literatur in einem Zustand zu erwerben, der eine Gewähr dafür biete, daß die Druckschriften nicht nur von den Zeitgenossen, sondern auch noch von den kommenden Geschlechtern wissenschaftlich ausgenutzt werden könnten. Mehrfache chemische und mikroskopische Untersuchungen hätten die Vermutung nahe gelegt, daß zu dieser Literatur wahrscheinlich in weiter Ausdehnung Papier verwendet werde, das nach Stoffzusammensetzung und Festigkeit keine lange Dauer erwarten lasse. Diese Vermutung habe in der auf die Erfindung des Holzschliffpapiers vor 60 Jahren folgenden Zeit eine immer greifbarere und drohendere Gestalt angenommen. Das Papier, auf dem unsre Bücher, und noch mehr das, auf dem die Tageszeitungen gedruckt werden, errege hinsichtlich seiner Dauerhaftigkeit und somit der Möglichkeit, diese Schriften in benutzungsfähigem Zustand auf die Nachwelt zu bringen, die schwersten Bedenken; es erscheine nicht ausgeschlossen, daß für einen großen Teil der heute in die Bibliotheken eingestellten Literatur, was seine zukünftige wissenschaftliche Verwertung anbetreffe, die großen Mühen und Kosten der Bearbeitung und Aufbewahrung nutzlos aufgewendet worden seien. Zu den nach Jahrzehnten wissenschaftliche Bedeutung erlangenden Druckschriften gehörten in erster Linie die Tageszeitungen, die ohne Unterschied auf stark holzschliffhaltigem Papier gedruckt und somit frühzeitigem Untergange geweiht seien. Aber auch andre Druckschriften, darunter viele als Pflichtexemplare in die Bibliotheken gelangende, erschienen in dieser Hinsicht höchst verdächtig. Die Angelegenheit sei so wichtig und werde auch von allen wissenschaftlich Arbeitenden als solche anerkannt, daß es notwendig erscheine, zur Herbeiführung besserer Zustände geeignete Schritte zu unternehmen.

So wie die Zustände von der Königlichen Universitätsbibliothek beurteilt werden, werden sie vermutlich auch von andern öffentlichen Bibliotheken angesehen; Herzberg hält es deshalb für erwünscht, wenn alle in Betracht kommenden Stellen sich an dem Bestreben, Wandel in den Verhältnissen zu schaffen, beteiligen und dem Prüfungsamt Mitteilungen über ihre Erfahrungen machen. Zunächst wurde vom Prüfungsamte beschlossen, nochmals eine größere Anzahl älterer und neuerer Druckwerke auf das zu ihrer Herstellung verwendete Papier zu untersuchen und auf Grund der hierbei gemachten Erfahrungen weitere Anregung zu geben. Mit Genehmigung des Unterrichtsministers sind aus 400 verschiedenen Werken und Zeitschriften der Universitätsbibliothek Papierproben entnommen und dem Amt zwecks Untersuchung zur Verfügung gestellt worden. Herzberg schließt seine Mitteilungen mit folgender Betrachtung: Es ist Pflicht eines jeden Verlegers, sich bei der Herstellung eines Werkes die Frage vorzulegen, ob das in Aussicht genommene Papier auch den Ansprüchen gerecht wird, die Verfasser und Käufer des Buches zu stellen berechtigt sind. Aber wie steht es mit der Erfüllung dieser Pflicht? In den allermeisten Fällen wird Aussehen und Preis des Papiers allein ausschlaggebend sein. An manchen Stellen berücksichtigt man jetzt wenigstens die Stoffzusammensetzung des Papiers und verwendet für wichtigere Zwecke holzfreies Papier oder auch wohl reines Lumpenpapier. Das ist unzweifelhaft ein Fortschritt, aber er ist nicht ausreichend, um eine Gesundung der Zustände herbeizuführen. Die Festigkeitseigenschaften des Papiers spielen bei lange aufzubewahrenden und viel benutzten Büchern eine mindestens ebenso große Rolle wie die Stoffzusammensetzung, und doch werden sie wenig oder garnicht berücksichtigt. Hier ist die Stelle, wo der Verlagsbuchhandel einsetzen muß. Nicht einzelne Eigenschaften, sondern alle in Frage kommenden müssen vor dem Verwenden des Papiers festgestellt werden. Es sollte für jeden größeren Verlag Ehrensache sein, so vorzugehen und für seine Werke nur Papier zu verwenden, das allen berechtigten Ansprüchen entspricht. Läßt sich dieses Ziel in seiner Allgemeinheit nicht sogleich erreichen, so muß mindestens dafür gesorgt werden, daß zunächst die Pflichtexemplare, die an die Bibliotheken gehen, auf einwandfreiem Papier gedruckt werden. Die hierbei zu überwindenden Schwierigkeiten können nicht groß sein, und auch die Mehrkosten können keine nennenswerte Rolle spielen. Jedenfalls müssen beide zurücktreten angesichts des Zieles, das zu erstreben ist, und das unbedingt erreicht werden muß, sollen wir nicht Zuständen entgegengehen, die die beteiligten Kreise noch zu ganz andern Maßregeln zwingen würden. Daß man selbst bei Tageszeitungen bessere Zustände ohne Schwierigkeiten schaffen kann, zeigt das Vorgehen eines bedeutenden politischen Blattes, das schon jetzt die für die Bibliotheken bestimmten Exemplare auf holzfreiem Papier drucken läßt, »damit sie noch nach Jahrhunderten Auskunft geben über die heutigen politischen und wirtschaftlichen Verhältnisse«.

---

[1]) Z. 1897 S. 123.

[2]) Druckpapiere der Gegenwart. »Mitteilungen« 1887, Ergänzungsheft IV, und 1888, S. 126.



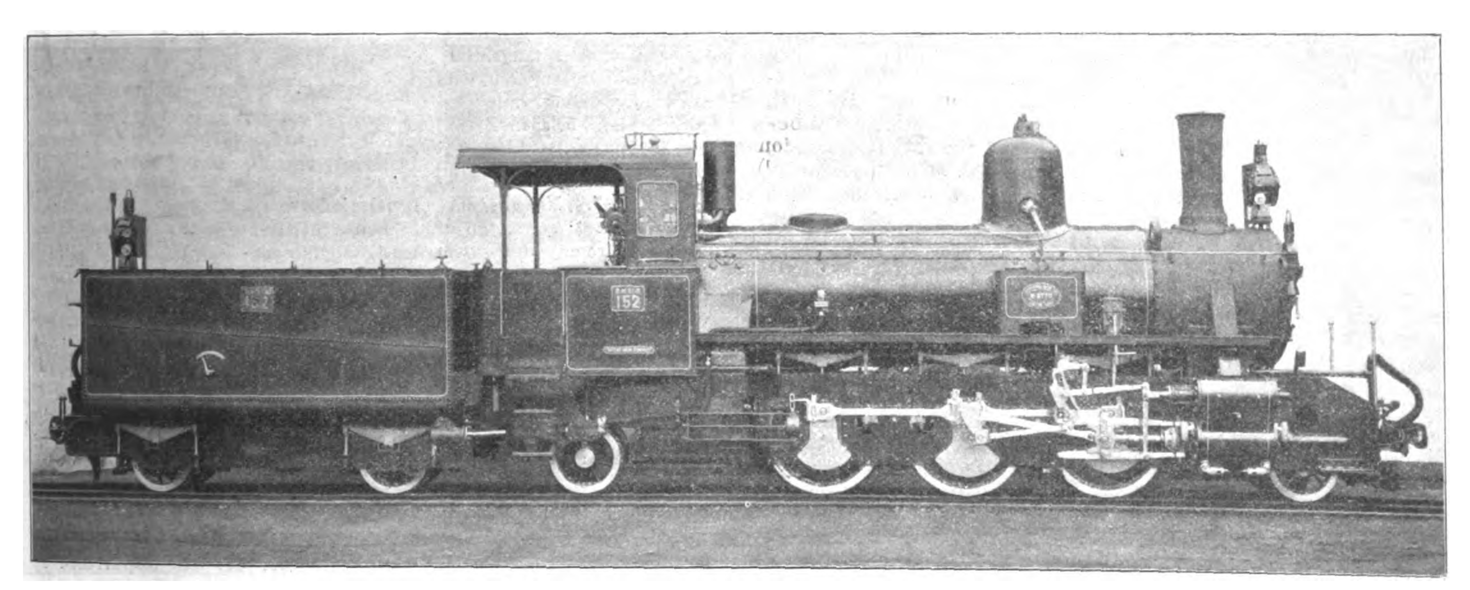
Der wachsende Verkehr auf den schmalspurigen **Eisenbahnen Bosniens**, deren Gesamtlänge jetzt 1000 km übersteigt, verlangte die Beschaffung leistungsfähigerer Lokomotiven.

Von der Lokomotivfabrik Krauß & Comp. A.-G. in Linz a. D. sind für diese Bahnen in den letzten Jahren 4/5-gekuppelte Verbundlokomotiven (IVı) mit besonderem 2achsigem Tender für den Güterzugdienst und in neuester Zeit 3/5-gekuppelte Heißdampf-Lokomotiven (1IIIı) für den Personenzugdienst gebaut worden.

Die letztere Lokomotive, s. die Figur, hat folgende Hauptabmessungen:

Zylinderdurchmesser	370	mm
Kolbenhub	450	»
Triebraddurchmesser	1100	»
Radstand	6600	»
Spurweite	760	»
Rostfläche	1,54	qm
Heizfläche, wasserberührt	77,35	»
Heizfläche des Ueberhitzers	16,33	»
Dampfdruck	12	at
Adhäsionsgewicht	19,5	t
Dienstgewicht der Lokomotive	30,5	»
Dienstgewicht des Tenders	13	»
Wasserraum	5,5	cbm
Kohlenraum	2,0	»

3/5-gekuppelte Heißdampf-Lokomotive von Krauß & Comp.



Die erste und zweite sowie die dritte und vierte Achse sind je zu einem Drehgestell, Bauart Krauß-Helmholtz, vereinigt; damit sich die dritte Achse beim Durchfahren der schärfsten Krümmungen — herab bis zu 50 m Halbmesser — nicht klemmt, haben ihre Räder keine Spurkränze.

In den Kessel ist ein Rauchröhren-Ueberhitzer von Wilhelm Schmidt eingebaut. Der Außenrahmen ist hinter der vierten Achse erweitert, um die verbreiterte Feuerbüchse aufzunehmen. Die Zylinder haben Kolbenschieber mit nicht aufgeschnittenen Ringen, geheizten Büchsen und einfacher Einströmung.

Die Leistung beträgt 150 t auf einer Steigung von 9 vT bei 40 km Geschwindigkeit.

Wir haben in Z. 1904 S. 217 über **Versuche** des Elsässischen Vereines von Dampfkesselbesitzern **mit Blechen alter Dampfkessel** berichtet. Der genannte Verein ist auf Grund dieser Versuche zu dem Ergebnis gekommen, daß Kessel, die 35 Jahre im Betriebe gestanden haben, durch neue zu ersetzen seien. Aehnliche Versuche sind kürzlich auch vom Belgischen Dampfkessel-Untersuchungs-Verein in Brüssel an Schweißeisenblechen alter Siederkessel und von der Société Cockerill in Seraing an Flußeisenblechen und Schweißeisenblechen eines Walzenkessels durchgeführt worden. Im Gegensatze zum Elsässischen Verein sind die Leiter der eben erwähnten Versuche zu der Anschauung gelangt, daß im normalen Betriebe die Eigenschaften der Kesselbleche keine merkliche Veränderung erleiden, und daß man einen Kessel nicht lediglich deshalb außer Betrieb setzen dürfe, weil er eine lange Betriebzeit hinter sich habe. Der Bayerische Revisions-Verein, dessen Zeitschrift wir die vorstehende Mitteilung entnehmen, ist ebenfalls dieser Ansicht, fügt aber hinzu, daß die Beseitigung von Kesseln mit 30 bis 35 Dienstjahren in der Regel für ihre Besitzer schon wegen des geringen Betriebsdruckes keine Verschwendung, sondern ein Gewinn sei.

Nach etwa 2jährigem Probebetrieb ist die von der Stadt New York erbaute **Müllverbrennungsanlage**, die 150 KW zur **Beleuchtung der Williamsburg-Brücke** liefern sollte, geschlossen und die Beleuchtung der Brücke der New York Edison Co. übertragen worden. Die Schwierigkeiten, die diese für jährlich rd. 40000 Wagenladungen Müll bemessene Anlage bereitete, bestanden hauptsächlich in der Bildung von Schlacken, die die Roste und Feuerzüge verstopften. Außerdem hat sich aber auch gezeigt, daß das Aufspeichern des am Tage zugeführten, für den Nachtbetrieb verwendeten Mülls umständlich war und daß die Leistung der Anlage gerade im Winter, wo größerer Lichtbedarf vorliegt, abnahm. (The Iron Age vom 29. August 1907)

In **San Francisco** wird von der San Francisco Dry Dock Co. ein **Trockendock** aus Beton mit Eiseneinlagen erbaut, das alle bestehenden Bauwerke dieser Art an Größe übertreffen wird. Die Pumpanlage umfaßt vier mächtige Kreiselpumpen von 1370 mm Rohrdurchmesser, die zusammen die gewaltige Menge von 15 cbm/sk Wasser fördern. Jede Pumpe wird von einem 500pferdigen Drehstrommotor angetrieben. Die folgende Zahlentafel gibt die Hauptabmessungen des Docks in Zusammenstellung mit denen einiger andrer großer Trockendocks.

	Länge m	Breite m	Tiefe m
Liverpool: Canada-Dock	282	28,6	9,7
Bremerhaven	230	29,8	9,3
Birkenhead, Nr. 1	283	18,3	11,3
Gibraltar, Nr. 1	263	28,9	11,8
Newport News	262	31,4	9,1
Philadelphia, 1907	230	42,7	9,1
San Francisco	320	43,9	12,2

(Engineering News vom 15. August 1907)

In Mayari Abajo im Osten von **Cuba** sind unweit der Küste gewaltige **Eisenerzlager** entdeckt worden. Das Erz ist ein stark tonhaltiger jüngerer Brauneisenstein, der sehr phosphorarm und infolgedessen für die an Erzmangel leidenden Bessemeranlagen in Ost-Amerika von großer Bedeutung ist. Vorläufig sind im Tagbau bereits 5000 t gewonnen und eingeschmolzen worden. Größere Anlagen für Gewinnung und Verschiffung sind im Bau.

Eine der bedeutendsten in der Ausführung begriffenen Eisenbahnen **in Afrika** ist die **Benguela-Katanga-Bahn**, die von der Lobito-Bucht in Portugiesisch-Angola, nördlich von Deutsch-Südwestafrika, ausgeht, zunächst der Küste folgt und

sich dann landeinwärts nach Katanga im Kongostaat wendet, wo sich außerordentlich reiche Mineralschätze finden sollen. Von der insgesamt 1300 km langen Strecke sind 80 km im Betrieb und 320 km im Bau, und die Pläne und Verträge für weitere 400 km sind bereits fertig. Von einem Punkt etwa in der Mitte der Gesamtstrecke aus ist eine Zweiglinie nach der Kap-Kairo-Bahn geplant. Am Bahnbau sind heute 8000 Mann, zum größten Teil Eingeborene, beschäftigt, doch nimmt die Zahl der Arbeiter beim Fortschreiten des Bahnbaues stetig zu. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 7. September 1907)

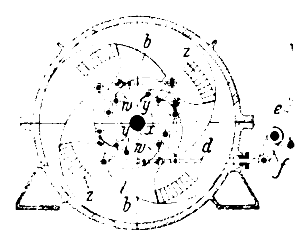
Der Generalrat der Brücken und Wege in Frankreich hat den Plan für den **Durchstich des Rove-Tunnels** genehmigt, durch den der Kanal von Marseille zur Rhône gehen soll. In bezug auf den Querschnitt wird dieser Tunnel unerreicht dastehen, da er bei 7 km Länge 22 m breit und 14,20 m hoch werden soll. Für die Herstellung des Baues, dessen Kosten auf 34,5 Mill. frs veranschlagt sind, hat man 7 Jahre in Aussicht genommen. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 14. September 1907)

Nach einem von der türkischen Regierung veröffentlichten Bericht waren von der **Hedschas-Bahn** [1]) am 1. September d. Js. 1141 km im Betrieb, eingerechnet die 161 km lange Zweigstrecke nach Kaïfa. Der vorläufige Endpunkt der Hauptstrecke ist El Alik. Angesichts der großen Schwierigkeiten, mit denen das Unternehmen zu kämpfen hat, müssen die Leistungen als recht bemerkenswert bezeichnet werden.

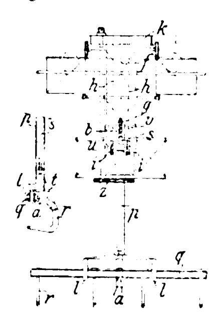
[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1787; 1905 S. 1579; 1906 S. 67.

Patentbericht.

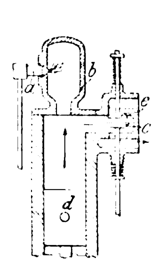
Kl. 14. Nr. 183860. Dampf- oder Gasturbinenregelung. Maschinenfabrik Oerlikon, Oerlikon bei Zürich (Schweiz). Die Zellen z des Leitrades können nacheinander verdeckt werden durch Schieber b, deren Drehachsen y außerhalb der Turbinenachse x liegen, so daß deren eine größere Anzahl angebracht werden kann. Durch ein gemeinsames Gestänge efd werden die durch Winkelhebel v und Stangen verbundenen Schieber von außen verstellt, oder sie sind durch mehrere Gestänge einzeln verstellbar. Die Patentschrift zeigt eine Turbine mit drei Druckstufengruppen, deren erste durch einen, die zweite durch 4 und die dritte durch 8 Schieber b geregelt wird.



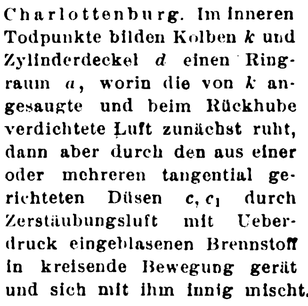
Kl. 35. Nr. 184737. Schaufelkran. Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Duisburg. Das im Hubstempel p bei l gelagerte Querhaupt q mit den Schaufeln r wird bei Festhaltung der in der Achse von p verschiebbaren Kippstange s und gleichzeitiger Senkung von p durch die an Armen a von p angreifende Zugstange t so gekippt, daß die in r liegende Last herabfällt. Damit nun die in beliebiger Richtung liegende Last auf- und ebenso abgeladen werden kann, ist q im Querstück u des von der Katze k ausgehenden Hubwindwerkes hi, ebenso s im Bügel b am Querstück v des Kippwindwerkes fg auf Kugeln drehbar gelagert, so daß man das Querhaupt q mittels Zahnrädergetriebes z in jede Richtung schwenken kann, ohne daß das Windwerk usw. an dieser Schwenkung teilnimmt.

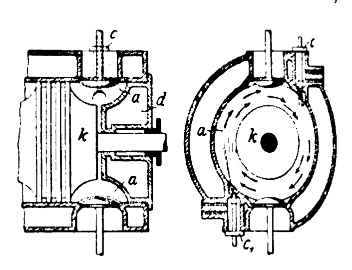


Kl. 46. Nr. 183937. Viertaktmaschine. P. Jörgensen, Kopenhagen. Der flüssige Brennstoff wird bereits während des Auspuffhubes durch das Rohr a in den Brennraum b gespritzt, verdampft an dessen heißen Wänden und drängt einen Teil der Rückstände durch das Auspuffventil c hinaus. Wenn dann beim oberen Hubwechsel des Kolbens d das Ventil c geschlossen und beim nachfolgenden Saughub Luft durch e angesaugt wird, hat diese während des Saug- und des Verdichtungshubes Zeit, sich mit den Brennstoffdämpfen innig zu mischen, wodurch die Arbeitleistung gesteigert wird.

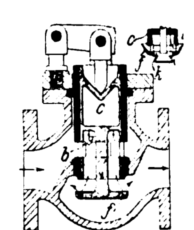


Kl. 46. Nr. 184374. Brennkraftmaschine. F. Reichenbach, Charlottenburg. Im inneren Todpunkte bilden Kolben k und Zylinderdeckel d einen Ringraum a, worin die von k angesaugte und beim Rückhube verdichtete Luft zunächst ruht, dann aber durch den aus einer oder mehreren tangential gerichteten Düsen c, c_1 durch Zerstäubungsluft mit Ueberdruck eingeblasenen Brennstoff in kreisende Bewegung gerät und sich mit ihm innig mischt.

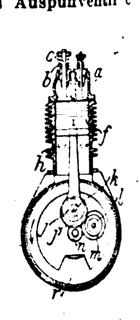




Kl. 47. Nr. 184529. Druckminderventil. Hübner & Mayer, Wien. Um den bei starkem Verbrauch des Niederdruckdampfes eintretenden Rückstoß auf die Fläche g des als Drosselkörper verwendeten Rohrschiebers cb unschädlich zu machen, befestigt man an c eine schirmförmige Ablenkvorrichtung f, auf die der strömende Dampf einen den Rückstoß ausgleichenden Vorstoß ausübt. In einer Abänderung (Nebenfigur) wird nur ein Teil des Dampfes für den Vorstoß benutzt, der übrige Dampf entweicht durch k, und der wirksame Teil kann durch Ein- oder Ausschrauben von f in c vermindert oder vermehrt werden.



Kl. 46. Nr. 181913. Viertaktmaschine. Th. G. Wright, Bristol (Engl.). Der Zylinder a ist mit Auspufföffnungen h versehen, die der Kolben f am Ende des Arbeithubes freilegt, um das Auspuffventil c zu entlasten. Damit nun diese Oeffnungen nicht auch am Ende des Saughubes freigelegt werden, greift die Pleuelstange nicht unmittelbar am Kurbelzapfen k, sondern an einem auf k drehbaren Exzenter j an. Durch ein umlaufendes Räderwerk $nmlj'$, dessen Rad m auf dem feststehenden Rade n abrollt, und dessen mit m fest verbündenes Rad l in das mit j ein Stück bildende Rad j' greift, wird j mit der halben Geschwindigkeit des Schwungrades r gedreht. Durch die etwas schräge Stellung von j wird erreicht, daß der Saughub von f dicht am Zylinderdeckel beginnt, also von b her reines Gemisch ansaugt, aber nicht ganz bis h reicht, der Verdichtungshub als kleinster Hub Raum über f für das verdichtete Gemisch frei läßt, der Arbeitshub bis über h und der Auspuffhub als größter Hub bis an den Deckel reicht.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.

Geehrte Redaktion!

Es freut mich, berichten zu können, daß sich infolge meiner Aufforderung in Z. 1907 S. 1260 r. Sp. der Erfinder der hübschen Einrichtung zur Vermeidung toten Ganges an senkrechten Schraubspindeln von Hobelmaschinen genannt hat. Es ist dies Hr. Ingenieur Walter Klotz in Stuttgart. Falls dessen Einrichtung mit als Lehrstoff in technischen Schulen verwendet wird, wie dies mit vielen meiner Mitteilungen in »Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues« bereits der Fall ist, darf ich wohl die Herren vortragenden Lehrer bitten, auch den Namen des Hrn. Klotz als des Erfinders zu nennen, um so mehr, als bekanntlich das deutsche Patentgesetz leider nicht die geringste Rücksicht auf den Erfinder als solchen nimmt.

Hochachtungsvoll

Chemnitz, den 13. September 1907. Fr. Ruppert.



Angelegenheiten des Vereines.

Festlichkeiten bei der 48sten Hauptversammlung.

Die 48. Hauptversammlung wurde am Sonntag den 16. Juni durch einen von der Stadt Coblenz in der städtischen Festhalle dargebotenen Begrüßungsabend eröffnet, bei dem nach einem poetischen Festgruß der Vorsitzende des Mittelrheinischen Bezirksvereines und des Festausschusses, Hr. Graemer, und nach ihm der Oberbürgermeister von Coblenz, Hr. Ortmann, die Erschienenen mit herzlichen Bewillkommnungsworten begrüßten, worauf der Vorsitzende-Stellvertreter des Gesamtvereines, Hr. Treutler, dankte. Ein launiges Festspiel, »Ein Sommerabend am Rhein«, trug nicht wenig dazu bei, daß bald eine echt rheinische Fröhlichkeit dem Abend das Gepräge gab.

Am Montag Vormittag unternahmen die Damen eine Wagenfahrt in den Coblenzer Wald, die auf dem Rittersturz endigte, wo den Damen ein Frühstück dargeboten wurde. Nachmittags besichtigten die Teilnehmer mit ihren Damen die Hauptkellerei von Deinhard & Co. und vereinigten sich am Abend in der städtischen Festhalle zum Festmahl. Der Vorsitzende des Gesamtvereines, Hr. Slaby, brachte das Kaiserhoch aus, indem er an das Kaiserwort anknüpfte: »Wenn ich nicht Kaiser wäre, möchte ich wohl Direktor einer großen Fabrik sein«. Der Fabrik wie dem Staatswesen drückt ein mächtiger Wille den Stempel eines hohen Geistes auf; wie in der Industrie nur der zu einem vollen Erfolge gelangt, der die Geister und die wirtschaftlichen Strömungen der Zeit erkennt, so muß auch im modernen Staatswesen der weitschauende Blick des Herrschers das richtige Urteil finden. Für die Industrie sind die patriarchalischen Zeiten unwiederbringlich dahin. Kein Monarch hat dies besser erkannt als unser Kaiser, den man mit Recht den modernen Kaiser nennt. Aber Klugheit und Verstandeskraft würden untergehen, wenn ihnen nicht die Menschenliebe, die Liebe zum Vaterlande, Treue und Zufriedenheit zur Seite ständen. Daß diese heute im öffentlichen Leben stärker als früher hervortreten, ist ein Kulturfortschritt, der höher steht als aller Fortschritt der Wissenschaft. In das Kaiserhoch stimmte die Versammlung begeistert ein.

Der Oberpräsident der Rheinprovinz, Freiherr von Schorlemer, feierte die deutsche Industrie und pries insbesondere ihr sozialpolitisches Wirken und die gemeinsame Tätigkeit von Industrie und Landwirtschaft, die zum Gedeihen des Vaterlandes unumgänglich notwendig sei. Der Vorsitzende-Stellvertreter des Vereines, Hr. Treutler, brachte ein Hoch auf die Residenzstadt Coblenz aus, während der Oberbürgermeister von Coblenz, Hr. Ortmann, seinen Dank in ein Hoch auf den Verein deutscher Ingenieure kleidete. Hr. Schmitz begrüßte die Ehrengäste, in deren Namen der Hr. Oberpräsident dankte und den festgebenden Bezirksverein feierte. Hr. Beigeordneter Prentzel beschloß die Reihe der Festreden mit einem Hoch auf die Damen. Nach dem Festmahl fand im Garten ein Konzert statt, während im Saal die Jugend noch lange dem Tanz huldigte.

Am Dienstag den 18. Juni besuchten die Teilnehmer am Vormittag das Kaiser Wilhelm-Denkmal am Deutschen Eck und das Kaiserin Augusta-Denkmal in den Rheinanlagen, an denen der Vorstand, einem in der ersten Sitzung gefaßten Beschlusse folgend, Kränze niederlegte. Die Damen versammelten sich später zu einem Frühstück an der Trinkhalle in den Rheinanlagen. Nachmittags fand ein Ausflug nach Bad Ems statt; ein Sonderzug führte die Teilnehmer in einer halben Stunde nach dort, wo sie sich alsbald in den Kuranlagen zerstreuten, teils kleinere Spaziergänge unternehmend, teils die Quellen- und Kureinrichtungen besichtigend. Später fand man sich zum Abendessen in verschiedenen Gasthöfen zusammen, und der weitere Abend verging in den festlich beleuchteten Kuranlagen im Fluge, bis um 11 Uhr die Rückfahrt nach Coblenz angetreten wurde.

Den Vormittag des Mittwochs benutzten die Damen zu einem Ausfluge nach Burg Sayn, die sie mit der elektrischen Straßenbahn erreichten und wo die Werke von Sayn und dessen Umgebung ihnen ein Frühstück darboten. Der Nachmittag war technischen Ausflügen gewidmet, und am Abend vereinigten sich die Teilnehmer zu einem Gartenfest im Kasino mit Konzert und Tanz. Beim Abendessen sprach Hr. Slaby der Stadt Coblenz und der Kasinogesellschaft den Dank des Vereines für die herzliche Aufnahme aus und feierte mit begeisterten Worten die Schönheiten des Rheines und den Liebreiz rheinischer Frauenschönheit.

Den Beschluß des Festes bildete die Rheinfahrt nach Aßmannshausen und Rüdesheim am Donnerstag den 20. Juni. Zwei Dampfer mit buntem Flaggenschmuck lichteten kurz nach 9 Uhr die Anker, fuhren zunächst langsam rheinabwärts bis zum Kaiser Wilhelm Denkmal, wendeten dort und fuhren, von den Ufern her fortwährend durch Böllerschüsse begrüßt, rheinaufwärts. Nach gemeinsamem Mittagsmahl in Rüdesheim und Aßmannshausen ging es hinauf zum Niederwald, und hier feierte der Kurator des Vereines, Hr. Taaks, an den Stufen des Denkmals die Helden von 1870/71 und forderte zur Nachahmung in Fleiß, Treue und Hingabe an das Vaterland auf. Die zündende Rede fand ihren wirkungsvollen Abschluß in dem brausenden Liede »Deutschland, Deutschland über alles«. Schon begann es zu dunkeln, als die Dampfer sich stromabwärts in Bewegung setzten, die Schatten des Abends kamen aus den Seitentälern, und die Rheinberge waren in bläulichen Dämmerschein gehüllt, den von Zeit zu Zeit Freudenfeuer auf den Höhen unterbrachen. Die Fahrt naht ihrem Ende, da leuchtet es auf dem Ehrenbreitstein auf, und ein unvergeßliches Bild beschließt die Fahrt und die Tagung, die sich den früheren Hauptversammlungen würdig angereiht hat. Dem Mittelrheinischen Bezirksverein, seinem Festausschuß, in dem in höchst anerkennenswerter Weise auch mehrere dem Verein nicht angehörende Herren eifrig tätig gewesen sind, und der gastlichen Stadt Coblenz aber gebührt herzlicher Dank für die schönen Tage am Rhein.

Technische Ausflüge bei der 48sten Hauptversammlung.

Bei dem Ausfluge nach Ems hielt Hr. Ingenieur Scherrer einen Vortrag über die Quellenfassung der Emser Mineralwässer. Die Ergiebigkeit der Quellen hatte vor kurzem nachgelassen, und die Geologen führten diesen Uebelstand zunächst auf den Abbau des Emser Blei- und Silberwerkes zurück. Man verbot deshalb diesem Werk, einen Gang zu verfolgen, der zufälligerweise die besten Erze enthielt. Allein das Siechtum der Mineralquellen wurde dadurch nicht beseitigt, und nun wurde Hr. Scherrer beauftragt, die Sache zu ordnen, was ihm in vollem Maße gelungen ist. Im Laufe der Zeit waren durch Erdarbeiten und Errichtung von Grundmauerwerken Schichten angeschnitten worden, die Mineralwässer führten; diese sickerten nun durch und gingen den Quellen verloren. Die weitverzweigten Stellen wurden mit Lehm, teilweise auch mit Bleiplatten abgedichtet und neben der Lahn ein neuer großer Brunnen gegraben, der bis zum wasserführenden Gebirge niedergetrieben wurde. Das Wasser sammelt sich hier an und steigt bis zu einer gewissen Höhe. In der Mitte des Brunnens ist ein trockener Schacht von 7½ m Dmr. versenkt, der unter den Spiegel des Mineralwassers hinabreicht. In diesen Schacht sind zwei getrennte, doppeltwirkende Una-Pumpen von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal eingebaut, die von oben durch Riemen, Rädervorgelege und Gestänge von einem Elektromotor getrieben werden, so daß bei Hochwasser die antreibenden Teile trocken bleiben. Jede Pumpe hebt 1 cbm/min auf 30 m. Das Wasser hat 55° C und ist kohlensäurehaltig; es muß daher, damit die Kohlensäure nicht verloren geht, den Pumpen mit Gefälle zufließen. Die Pumpen sind aus Phosphorbronze hergestellt, da Eisen von dem Mineralwasser angegriffen wird. Zum Entleeren des Schachtes bei Hochwasser und zum Fortschaffen des Sickerwassers ist noch eine besondere doppeltwirkende Lenzpumpe mit Lederklappen angeordnet. Trotz der beschränkten Raumverhältnisse ist die Anlage sehr übersichtlich, leicht zugänglich und von großer Betriebsicherheit.

Gruppe 1 unternahm einen Ausflug nach Höhr und Grenzhausen, den Hauptindustrieorten des »Krug- und Kannenbäckerlandes« auf den Vorhöhen des Westerwaldes. Zunächst wurde die königl. keramische Fachschule in Höhr besucht; diese hat den Zweck, für die Tonindustrie (insbesondere die Steinzeugindustrie des Westerwaldes) junge Kräfte heranzubilden, die nach beendetem Studium sowohl mit den chemisch-technischen und physikalischen Vorgängen

in der Fabrikation vertraut sind, als auch für alle Werkstatt- und künstlerischen Arbeiten genügende Fachkenntnisse und Fertigkeiten besitzen. In den an die Schule angegliederten Werkstätten (Dreherei, Schlämmerei und Brennhaus) werden die Schüler der unteren Abteilung im Drehen, Formen, Brennen, Tonbereiten usw. unterwiesen. Im chemischen Laboratorium werden die Schüler der oberen Abteilung mit praktischen Arbeiten, wie Untersuchung von Tonen und anderen Rohstoffen, Herstellung von Glasuren, Farben usw. beschäftigt.

Die Industrie des Kannenbäckerlandes ist schon ziemlich alt. Im 16. und 17. Jahrhundert stand sie in hoher Blüte. Erzeugnisse aus dieser Zeit sind in den Museen und Privatsammlungen allerorts zahlreich aufbewahrt und stehen hoch im Wert. Sie wetteifern mit den gleichartigen Erzeugnissen der alten Kunsttöpfer in Köln, Frechen, Siegburg, Raeren (bei Aachen) und andern Orten am Niederrhein. Es sind plastisch sehr reich verzierte Steinzeuge, namentlich Krüge und andere Trinkgeschirre, von grauer oder weißlicher Farbe, teils mit blauer und brauner Bemalung und meist mit einer Glasur überzogen, die beim Brennen durch Einstreuen von Kochsalz in den glühenden Ofen hervorgerufen ist. Während im Verlaufe des 30jährigen Krieges in den eben genannten Orten die Steinzeugindustrie vollständig verloren ging, hat sie sich im Westerwald bis auf den heutigen Tag erhalten. Allerdings war sie soweit zurückgegangen, daß man nur noch gewöhnliches Gebrauchgeschirr herzustellen verstand. Erst in der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts und namentlich in den 70er Jahren nahm sie wieder einen erfreulichen Aufschwung. Die Besichtigung der Fabriken von Marzi & Remy, Reinhold Hanke, S. P. Gerz I und Müllenbach & Thewald in Höhr sowie Merkelbach & Wick in Grenzhausen zeigte den Teilnehmern, auf welcher Höhe die Industrie heute steht.

Gruppe 2 besichtigte die Ransbacher Mosaik- und Platten-Fabrik G. m. H. in Ransbach (Westerwald), die seit 1894 im Betrieb ist. Die Fabrik beschäftigt etwa 280 Arbeiter; hergestellt werden ein- und mehrfarbige Mosaikplatten zum Belegen von Hausfluren, Küchen, Veranden usw. Die Fabrikanlage mit 2 ha bebauter Fläche umfaßt die Aufbereit-, Pressen-, Brenn-, Sortierräume und 2 große Magazinhallen. Mehrere Trommelmühlen, Kugelmühlen, Kollergänge, Sichtmaschinen usw. besorgen die Aufbereitung des Tones. Mit 10 hydraulischen Pressen werden im Jahre rd. 180000 qm Platten hergestellt, die in 8 runden Brennöfen bei rd. 1400° C zu einem gesinterten Stein gebrannt werden. Eine Dampfanlage von 150 PS betreibt die Aufbereitmaschinen und die Pumpen; eine Dampfturbine von 50 PS versorgt die Beleuchtungsanlage. Eine Lüftanlage, angetrieben durch eine besondere Dampfmaschine, reinigt die Luft in den Arbeiträumen. Sämtliche Fabrikräume sind miteinander durch Schmalspurbahnen verbunden; das Werk hat Anschluß an die Staatsbahn.

Gruppe 3 besuchte das Elektrizitätswerk der Coblenzer Straßenbahn-Gesellschaft, das in den Jahren 1897/98 erbaut worden ist. Es liefert den Strom für die Straßenbahnen und gleichzeitig für das Licht- und Kraftverteilnetz in Coblenz und Umgegend. Ursprünglich angelegt für eine Leistung von nur 450 KW, mußte es mit dem Anwachsen des Straßenbahnnetzes und des Licht- und Kraftversorgungsgebietes auf 1650 KW vergrößert werden. Heute enthält das Werk 7 Wasserröhrenkessel von rd. 1100 qm Heizfläche für Dampf von 10 at und 300° C. In der Maschinenhalle stehen 5 Dampfdynamos für je 150 KW mit Ventilsteuerung und Lentzschen Schwungradreglern. Vor 4 Jahren wurde eine Dampfturbine, Bauart Parsons, von 300 KW und neuerdings eine weitere von 600 KW Leistung aufgestellt. Die beiden Turbogeneratoren können ebenso wie eine der 5 Dampfdynamos sowohl Gleichstrom von 500 V für Bahnzwecke als auch einphasigen Wechselstrom von 2000 V Spannung für Licht- und Kraftversorgung liefern. Zwei von den übrigen 4 Dampfdynamos erzeugen nur Bahnstrom, die beiden andern nur Lichtstrom. Bemerkenswert ist, daß die Wechselstrommaschinen nicht reine Einphasendynamos sind, sondern Maschinen mit einer Hülfsphase und so unter Anwendung von zwei Transformatoren gestatten, normale Drehstrom-Induktionsmotoren an das Netz anzuschließen. Den Gleichstrom-Nebenschlußmaschinen ist eine Pufferbatterie von 266 Zellen und einer Kapazität von 500 Amp-st parallel geschaltet, die neben der Reserve eine gleichmäßigere Maschinenbelastung schafft. Einen Hauptplatz in der Maschinenhalle nimmt die Schaltbühne ein mit ihren infolge des verwickelten Betriebes äußerst zahlreichen Meßgeräten, Schalt- und Regelvorrichtungen. Das Maschinenhaus ist unterkellert, um die vielen Rohr- und Kabelleitungen zugänglich unterbringen zu können und um die Wasserfördereinrichtung, die sich rd. 10 m unter Flur befindet, aufzunehmen. Zur Beschaffung des für den Maschinen- und Kesselbetrieb erforderlichen Wassers sind drei 15- und zwei 50pferdige Motoren mit Kreiselpumpen vorgesehen, die das bis zu 24° B harte Wasser aus 2 Brunnen heben und in einen unterirdischen Behälter drücken, aus dem es den Maschinen und Kesseln zugeführt wird. Alle Dampfmaschinen und die ältere Turbine haben Einspritzkondensatoren, die größere Turbine dagegen eine Mischkondensation.

Von den 7 Kesseln sind 4 mit selbsttätigen Kettenrostfeuerungen ausgestattet; im Kesselhaus stehen verschiedene Speisepumpen, 1 Zentralüberhitzer und 2 Greensche Speisewasservorwärmer, die von den Abgasen der Kessel durchzogen werden. An die Nordseite des Kesselhauses ist die Wasserreinigungsanlage angebaut, worin durch Zusatz von Kalk und Soda mit nachfolgender Klärung in einem Kiesfilter die ursprüngliche Härte des Wassers bis auf 4° B herabgemindert wird.

Von dem Werk werden 52,79 km Straßenbahn mit Strom versorgt. Größtenteils sind einfache Gleichstrom-Speiseleitungen für die Verteilung angeordnet; nach dem Unterwerk Vallendar auf dem rechten Rheinufer aber führt mit Rücksicht auf die große Entfernung eine Wechselstrom-Kraftübertragung. Zu dem Zweck wird der Hochspannungsstrom von 2000 auf 5000 V transformiert und damit in dem Unterwerk Vallendar 2 synchrone Wechselstrommotoren angetrieben, die mit Gleichstromdynamos für 500 V gekuppelt sind; diese arbeiten dann parallel mit einer Pufferbatterie auf das Bahnnetz. Um störende Rückstöße vom Wechselstromnetz fernzuhalten, sind Pirani-Zusatzmaschinen eingebaut, die vorzüglich wirken. Mit Hülfe dieser Einrichtung ist es möglich geworden, die Strecken nach Bendorf, Sayn und Höhr im Westerland von Coblenz aus zu betreiben.

An das Licht- und Kraftstromnetz sind zurzeit 192 Elektromotoren mit insgesamt 766 PS, 530 Bogenlampen und 27100 Glühlampen angeschlossen.

Das Ziel der Gruppe 4 war die Grube Friedrichssegen a. d. Lahn, die mit der Bahn erreicht wurde. Zunächst besichtigten die Teilnehmer die am Bahnhof Friedrichssegen liegende im Bau begriffene Wasserkraftanlage, in der 3 regelbare 290pferdige Francis-Turbinen mit senkrechter Achse von Escher, Wyß & Cie. mit Kegelrädern Drehstromgeneratoren von 225 KVA bei 5000 V antreiben. Da die Wasserkraft allein nicht mehr ausreicht, so wird noch ein 450pferdiger Zoelly-Turbogenerator von Escher, Wyß & Cie. aufgestellt, für den der Dampf von 11 at und 300° C in einem Wasserröhrenkessel von 150 qm Heizfläche erzeugt wird.

Vom Kraftwerk fuhren die Teilnehmer mit der Grubenbahn zur elektromagnetischen Aufbereitung, die ebenso wie das neu eingeführte Laugeverfahren zum Scheiden der Zinkblende vom Spateisenstein eingehend besichtigt wurde. Den Beschluß bildete eine Besichtigung des höher am Berg gelegenen Scheide- und Klaubhauses sowie der nassen Aufbereitung. Die Grube fördert vornehmlich derbe Zinkblende, ferner Bleiglanz, Kupferkies und Schwefelkies; sie hat im Jahre 1905/06 500 t Bleiglanz und 4274 t Zinkblende geliefert.

Gruppe 5 besichtigte den Rhenser Mineralbrunnen, insbesondere die Quellen, Füllhallen, Packräume usw. Die Mineralquellen zu Rhens, die seit etwa 45 Jahren im Betriebe sind, stehen mit einem Jahresabsatz von rd. 7000000 Gefäßen, wovon etwa 1000000 nach überseeischen Häfen zur Ausfuhr gelangen, unter den deutschen Tafelwässern mit an erster Stelle. Es sind zwei Quellen vorhanden: der eigentliche Rhenser Sprudel, dessen Mineralwasser als Tafelwasser weite Verbreitung gefunden hat, und die Kaiser Ruprecht-Quelle, die einen wesentlich stärkeren Mineralgehalt zeigt und daher nur als medizinisches Tafelwasser zum Versand gelangt. Die Quellen entströmen Tiefen von 337 und 375 m, sind ganz in Kupferrohren gefaßt und liefern zusammen täglich über 400000 ltr Mineralwasser, sowie die mehrfache Menge an Kohlensäure. Die Einrichtungen gestatten die Füllung und den Versand von täglich 60000 Gefäßen durch 120 bis 140 Arbeiter.

Gruppe 6 besichtigte das Kohlensäurewerk und den Viktoriabrunnen in Oberlahnstein. Die ungeheuern Mengen Kohlensäure, die sich seit Jahrzehnten regelmäßig zeigten, gaben der Besitzerin des Geländes, einer Aktiengesellschaft, Veranlassung, im Jahr 1892 eine Tiefbohrung auf Kohlensäure vorzunehmen, mit dem Erfolge, daß in rd. 250 m Tiefe eine ganz außerordentlich ergiebige Kohlensäureader angeschlagen wurde; die mit Wasser gemischte Kohlensäure wurde mit mächtiger Wucht über 10 m hoch in die Luft geschleudert. Diese Quelle wurde in Kupfer gefaßt, durch starke Rohre zu einem großen Behälter geleitet, und in diesem vollzieht sich die Trennung der Kohlensäure vom Wasser. Die Kohlensäure

wird von einer doppeltwirkenden Saug- und Druckpumpe angesaugt und nach wiederholter Kühlung und Verdichtung als verflüssigtes Gas in Stahlzylinder gefüllt.

Die Gesellschaft versendet ihre Kohlensäure hauptsächlich in Stahlflaschen von Oberlahnstein aus, hat aber außerdem noch Zweigniederlagen in Niedernau i. Wbg. und Straßburg i. E. Das Straßburger Werk erhält die Kohlensäure zum Umfüllen in die Stahlzylinder vom Oberlahnsteiner Stammwerk in Wagen mit großen Flaschen, die über 6000 kg Kohlensäure in flüssigem Zustande fassen.

Am Viktoriabrunnen wurden die Reinigung, Füllung, Lagerung und Verladung besichtigt. Die neuen Quellfassungen des Brunnens sind von Ingenieur Scherrer angelegt worden.

Gruppe 7 machte einen Ausflug nach dem Emser Blei- und Silberwerk bei Lindenbach, von dessen umfangreichen Anlagen der Kürze der Zeit wegen nur ein Teil besichtigt werden konnte. Von den beiden Aufbereitungen wurde die auf Silberau gelegene in Augenschein genommen, die vom größeren Teile der rd. 250 PS betragenden Wasserkraft der Lahn betrieben wird. Die Aufbereitung besteht aus drei getrennt arbeitenden Abteilungen, von denen die erste die Trennung von Wänden und Grubenklein, das Vor- und Reinscheiden der Wände und das Verarbeiten des Grubenkleins besorgt, während in der zweiten und dritten Abteilung das Aufschließen und die Weiterverarbeitung der hierbei erhaltenen Zwischenerze vorgenommen wird. Der zweiten Abteilung (Blendenaufbereitung) werden die verschiedenen grobeingesprengten blendenhaltigen Bleiwalzerze, und zwar getrennt nach den einzelnen Gangarten (vorzugsweise Spateisenstein und Quarz), zugeführt und der dritten Abteilung sämtliche feineingesprengten blendenarmen Bleipocherze. Die ganze Aufbereitung, der sich noch eine Ausbesserungswerkstatt, eine Schreinerei und ein Holzsägenwerk anschließen, umfaßt 4 Walzwerke, 22 Siebtrommeln, 4 Klaubtische, 28 Setzmaschinen (vier- und fünfsiebig), 11 feststehende Linkenbach-Herde, 10 Becherwerke und 3 Kettenbahnen (zwei eingleisige und eine doppelgleisige). Sie vermag in 10 Arbeitsstunden 240 t Roherz zu verarbeiten. Von der Silberau fuhren die Besucher mit der Werkbahn bis zu der etwa 3½ km entfernten, dicht bei dem Mundloch der Grube Merkur gelegenen Aufbereitung Pfingstwiese, wandten sich aber, da die Zeit zu kurz war, sofort zurück nach der Bleihütte, wobei sie einen Ueberblick über den rund 2000 m langen Flugstaubkanal gewannen, durch den alle Ofengase der Bleihütte nach dem Hauptschornstein abziehen, dessen Mündung 220 m über der Hüttensohle liegt. Die Bleihütte besitzt 6 Fortschaufelungs Röstöfen, 3 Pilz-Schachtöfen, 4 Entsilberungskessel, 1 Seigerpfanne, 1 Destillierofen, 1 Treibofen und 1 Feinbrennofen. Den Wind liefern 2 Ventilatoren und 1 Schraubengebläse. Besonderer Wert ist in der Hütte auf gute hygienische Einrichtungen gelegt, wodurch die Bleierkrankungen schon seit Jahren auf ein sehr niedriges Maß herabgedrückt sind. Erzeugt werden Weichblei, Hartblei, Bleigelb, Silber und Kupferstein. Auf der Rückfahrt zur Silberau wurde noch das neue elektrische Kraftwerk Lindenbach besucht, das in erster Linie die Wasserhaltung der Grube Merkur und der bei Braubach gelegenen Grube Rosenberg versieht, an das aber demnächst auch die Bleihütte und die andern Betriebe angeschlossen werden sollen. Es enthält jetzt 5 Flammrohrkessel für 12 at von je 105 qm Heizfläche und eine Dreifach-Expansionsmaschine, die einen Drehstromgenerator von 1240 KW bei 8000 V antreibt. Eine zweite gleiche Maschine nebst Generator ist im Bau. Das Kraftwerk ist mit den Gruben und den Außenanlagen durch unterirdisch verlegte Kabel verbunden. In den Gruben sind Sulzersche Hochdruck-Kreiselpumpen aufgestellt, die sich gut bewährt haben.

Gruppe 8 fuhr nach Braubach und besichtigte die dort gelegene Blei- und Silberhütte Braubach A.-G. Das sehr alte, schon im 18. Jahrhundert erwähnte Werk war bis 1880 unbedeutend, seitdem hat es sich stetig entwickelt; ursprünglich Privatbesitz, wurde es 1896 in eine Aktiengesellschaft mit dem Sitz in Frankfurt a. M. umgewandelt. Es beschäftigt etwa 400 männliche Arbeiter. Den Verkehr zwischen dem Rhein und dem Staatsbahnhof Braubach einerseits sowie der Hütte anderseits vermittelt die Nassauische Kleinbahn. In der Hauptsache werden ausländische Erze verarbeitet. Die Jahreserzeugung an Blei beträgt 23000 t, die hauptsächlich im Inland Absatz finden. An goldhaltigem Silber werden rd. 40 t hergestellt.

Gruppe 9 besuchte die Concordiahütte vorm. Gebr. Lossen A.-G. zu Bendorf. Das Werk ist derart angeordnet, daß auf der einen Seite der Anschlußbahn der Hochofenbetrieb, auf der andern die weiterverarbeitenden Betriebe liegen. Zurzeit stehen 2 Hochöfen mit einer Tageserzeugung von je 80 t Haematit und Gießereiroheisen im Feuer. Ein dritter Ofen ist im Bau. Die Oefen stehen infolge der alten Verhältnisse senkrecht zum Eisenbahngleis: vor den Oefen die Gießhallen, dahinter die Winderhitzer, dann die Maschinenhäuser; um diese herum die Lagerplätze für die Rohstoffe, die teilweise über den Rhein bezogen werden. Die Entladeanlage am Rhein ist etwa 1400 m entfernt und durch eine Schmalspurbahn und elektrische Kraftleitung mit der Hütte verbunden. Seit kurzem sind 2 Gasgebläse von je 400 cbm/min vorhanden; die beiden älteren Dampfgebläse stehen seitdem in Reserve. Zur Wasserversorgung dienen außer älteren Dampfpumpen zwei Hochdruckkreiselpumpen, die durch je eine 50pferdige Dampfturbine angetrieben werden. Das Werk wird mit Gleichstrom von 250 V Spannung versorgt, die jedoch zurzeit auf 500 V erhöht wird; der Strom wird durch eine Gasdynamo von 125 KW und eine ältere Dampfanlage von insgesamt 200 KW erzeugt. Die Stahlformgießerei arbeitet mit zwei sauern Herdöfen von 12 t; sie liefert Maschinenteile aller Art, Walzwerkteile, Räder, Radsätze und Bedarfteile bis zu einem Stückgewicht von 10 t. Die Jahreserzeugung beträgt 3600 t. Die Maschinengießerei stellt hauptsächlich schweren Maschinenguß her; zwar können Stücke bis 40 t Einzelgewicht gegossen werden. Neben der Maschinengießerei betreibt das Werk auch eine umfangreiche Abteilung für Oefen, Herde und Topfguß. Oefen und Herde werden in einer eigenen Anstalt emailliert, vernickelt und beschlagen, so daß sie fertig zum Versand kommen. In der Eisengießerei werden jährlich 5000 t Grauguß hergestellt. Zur Bearbeitung des Grau- und Stahlgusses, der sowohl roh wie auch fertig bearbeitet geliefert wird, dienen mechanische Werkstätten, die mit den neuesten Werkzeugmaschinen ausgerüstet sind. Das Unternehmen beschäftigt gegenwärtig etwa 1000 Arbeiter und Beamte, die zum größten Teil in der Umgebung ansässig sind.

Von Gruppe 10 wurde das Rasselsteiner Eisenwerk aufgesucht. Die Besichtigung begann mit der im Jahre 1906 in Betrieb gekommenen Neuanlage, die das Martinstahlwerk, das Platinenwalzwerk und das elektrische Kraftwerk umfaßt. Im Betriebe sind im Martinstahlwerk zwei basische Herdöfen von je 20 t, ein dritter Ofen der gleichen Größe ist in Aussicht genommen. Zum Einsetzen der Rohstoffe ist ein elektrisch betriebener Beschickkran von 1600 kg Tragfähigkeit vorhanden. Die Gießhalle ist 62 m lang und 15 m breit und wird von zwei Kranen mit 5 t und 40 t Tragfähigkeit bedient. Der 5 t-Kran, der eine selbsttätige Zangenvorrichtung besitzt, dient zum Einsetzen der Gußformen und zum Verladen der Blöcke. Der 40 t-Kran wird fast ausschließlich zum Gießen gebraucht. Die Generatorenanlage besteht aus 6 Generatoren, von denen zwei nach der Bauart Duff, die übrigen vier nach der Bauart Poetter ausgeführt sind. Hergestellt werden im Martinstahlwerk Rohblöcke für Weiß-, Emaillier- und Vernickelungsbleche. An das Martinstahlwerk schließt sich unmittelbar das Blockwalzwerk an, in das die Rohblöcke soweit wie möglich im warmen Zustand gebracht und in den Wärmofen eingesetzt werden. Die Blockstraße hat drei Gerüste; das erste dient zum Vorblocken, das zweite zum Fertigwalzen der Platinen und das dritte zum Glätten der auf Maß ausgewalzten Platinen. Die Antrieb-Dampfmaschine hat 1400 PS. Zum Wärmen der Blöcke sind zwei mit elektrischen Beschickvorrichtungen versehene Stoßöfen vorhanden. Das Ausziehen aus den Oefen und der Transport zu den Rollgängen des Blockgerüstes geschieht durch einen Laufkran mit selbsttätiger Zangenvorrichtung. Alle andern Bewegungen der Blöcke: Einschieben in die Kaliber, Kanten, Transport von Gerüst zu Gerüst sowie zu den Scheren, sind selbsttätig, und auch das Verladen der fertig geschnittenen Platinen in die Eisenbahnwagen geschieht durch selbsttätig arbeitende Hülfseinrichtungen. Im elektrischen Kraftwerk stehen 2 Dampfmaschinen von je 400 PS, die 2 Drehstromgeneratoren von 294 KW bei 500 V treiben. Die erzeugte Kraft dient zum Antrieb der Rollgänge, Hebetische, Aufzüge usw. im Walzwerk und der Krane in Stahlwerk. Die überschüssige Energie wird auf 5000 V transformiert und gegenwärtig zum Antrieb einer Feinblechstraße im alten Werke sowie zum Betrieb eines der Gesellschaft gehörigen Sägewerkes verwandt. Außer den Drehstromgeneratoren sind zwei Synchronmotoren vorhanden, die mit Gleichstromdynamos gekuppelt sind und deren Strom zur Erregung der Drehstromgeneratoren und zu Beleuchtungszwecken dient.

Vom neuen Werk aus begaben sich die Teilnehmer nach dem etwa ¾ km entfernten und mit diesem durch Voll- und Schmalspurgleise verbundenen Feinblechwalzwerk, in welchem in 16 Walzenstraßen, wovon 5 mit elektrischem Antrieb noch im Bau, die Platinen weiterverarbeitet und bis zu $^1/_{10}$ mm Dicke ausgewalzt werden. Besondere Beachtung fand die erst kürzlich in Betrieb gesetzte Straße mit elektrischem An-

trieb, deren Motor mit Drehstrom von 5000 V gespeist wird. Aus dem Walzwerk gelangen dann die Bleche, nachdem sie in Salzsäure gebeizt und in der Glüherei geglüht sind, zum Dressieren ins Polierwerk und von dort nach abermaligem Glühen entweder als zum Versand fertige Schwarz-Stanz- oder Vernickelungsbleche ins Versandmagazin oder in die Verzinnerei, in welcher jährlich rd. 17000 t Weißblech erzeugt werden, während sich die Schwarzblecherzeugung jährlich auf rd. 4500 t beläuft. Die Blech- und Platinenwärmöfen des Blechwalzwerkes sowie die Oefen zum Glühen der fertigen Bleche und die Verzinnherde werden sämtlich mit in Krupp- und Morgan-Generatoren erzeugtem Gas geheizt. Der zum Betrieb der Dampfmaschinen, Pumpen, Beiz- und sonstigen Maschinen von zusammen rd. 2500 PS nötige Dampf wird einer Anlage von 12 Dampfkesseln mit zusammen 1720 qm Heizfläche entnommen. Nach Regelung des jetzt nur teilweise ausgenutzten Wiedbaches werden 2 im Bau befindliche Turbinenanlagen mit je 2 Francis-Turbinen zusammen rd. 1100 PS liefern, die zum elektrischen Antrieb der neuen Walzenstraßen verwandt werden sollen. Ferner sind eine mechanische Werkstätte mit Walzendreherei und eine mit 2 kleineren Dampfhämmern ausgestattete Schmiede vorhanden. Eine Gießerei liefert Grauguß für den eigenen Bedarf, eine Walzengießerei die nötigen Block- und Feinblechwalzen.

Gruppe 11 besichtigte die Arbeitstätte Niederlahnstein der Stettiner Chamotte-Fabrik A.-G. vorm. Didier, die von dieser Gesellschaft im Jahr 1890/91 erbaut worden ist, um ihre im westlichen Deutschland gelegene Kundschaft von dort aus zu bedienen. Diese zunächst in kleinem Umfang angelegte Fabrik mußte inzwischen mehrmals vergrößert werden, so daß sie heute einen Flächenraum von 72587 qm einnimmt, wovon rd. 20000 qm bebaut sind. Die Arbeiterzahl betrug im Jahr 1891 120 und ist heute auf 380 gestiegen, darunter rd. 40 jugendliche, die aus den umliegenden Ortschaften mit der Bahn, zu Rad oder zu Fuß kommen. Die Fabrik bezieht ebenso wie das Hauptgeschäft in Stettin die erforderlichen Brennstoffe aus dem nahegelegenen Westerwald, aus Böhmen, Schlesien und Dänemark.

Die Einrichtung der Fabrik ist ganz nach dem Muster der Mutterfabrik in Stettin ausgeführt worden, auch ist das Arbeitsverfahren dasselbe, so daß die Erzeugnisse beider Fabriken durchaus gleichwertig sind. Die Rohstoffe werden auf den vorhandenen Anschlußgleisen bis in die Fabrik geschafft, dort in Steinbrechern, Walzwerken, Kollergängen usw. zerkleinert, gesiebt und in einem bestimmten Verhältnis naß in Tonschneidern gemischt. Die fertige Masse wird nach den Arbeitplätzen gefahren und dort geformt. Die Steine werden bis zu einer gewissen Größe auf Schlagpressen gepreßt, die größeren in starken Holz- oder Eisenformen durch Handarbeit hergestellt. Nachdem die geformten Steine getrocknet sind, werden sie in den vorhandenen 12 Oefen, darunter ein Kammerofen mit 14 Kammern, gebrannt und sind nach erfolgter Abkühlung versandbereit.

Als Nebenbetriebe sind eine mit allen neuzeitlichen Maschinen ausgestattete Formentischlerei, eine Schlosserei und eine Schmiede vorhanden. In der letzteren werden die zu den Ofenbauten erforderlichen Beschlagteile und sonstige Eisenteile hergestellt.

Bei der Einrichtung der Fabrik ist auf die Wohlfahrt der Arbeiter tunlichst Rücksicht genommen. Zwei Entstaubungsanlagen entfernen den sich bildenden Staub und bringen frische Luft in die Räume. In den einzelnen Werkstätten sind Eßräume mit Speisewärmöfen vorhanden; außerdem wird jetzt eine besondere Speiseanstalt neben der Fabrik errichtet, die gleichzeitig den auswärts wohnenden und den unverheirateten Arbeitern Unterkunfträume bieten wird.

Die Fabrik stellt feuerfeste Stoffe für sämtliche Industriezweige her, in der Hauptsache solche für die Gas-, Eisen-, Glas- und chemische Industrie. Das Absatzgebiet umfaßt das westliche Deutschland, Holland, Belgien, Frankreich, Schweiz, Italien usw., und zwar geschieht der Transport durch die Bahn oder über Oberlahnstein zu Wasser.

Die drei Werke der Stettiner Schamottefabrik: Stettin, Bodenbach und Niederlahnstein, haben im Jahre 1903 mit 107 Beamten und 1175 Meistern, Handwerkern und Arbeitern zusammen 11316 Retorten und 62,77 Mill. kg feuerfeste Ware hergestellt, die in die ganze Welt versand worden sind.

Am Tage nach der Hauptversammlung folgte eine kleine Anzahl Teilnehmer einer Einladung der Strombauverwaltung, um deren Arbeitsmaschinen im Betrieb kennen zu lernen. Von Boppard aus wurde der in der Nähe von Kersten mit Sprengen beschäftigte Taucherschacht 5 besucht; in der geräumigen Taucherglocke wurden die Bohrmaschinen im Betrieb besichtigt, dann die Glocke nach dem Einsetzen der Schüsse verholt und eine Sprengung vorgenommen. Sodann fuhr die Gesellschaft zu dem Sicherheitshafen unterhalb der Lorelei, wo ein Felsenbrecher im Betriebe war. Dieser wird bei weniger hartem Fels mit nicht zu steiler Schichtung angewandt; er ist ein großer 10 t schwerer Meißel mit eingesetzter Stahlschneide, der in kurzen Pausen niederfällt und jedesmal um die Breite der Schneide weiter bewegt wird. Durch entsprechendes Querverholen des Arbeitsprahmes wird eine ganze Fläche planmäßig bearbeitet. Außerdem wurden noch verschiedene Arbeitsprähme mit Hülfsmaschinen in Augenschein genommen.

Sonderabdrücke von Aufsätzen der Zeitschrift.

Nach Beschluß der 48. Hauptversammlung unsres Vereines in Koblenz sollen Sonderabdrücke der in der Zeitschrift veröffentlichten größeren Aufätze den Mitgliedern zu ermäßigten Preisen zur Verfügung gestellt werden. Damit wird jedem Gelegenheit geboten, die ihn angehenden Aufsätze seines engeren Fachgebietes zu sammeln, so daß sie ihm dann handlicher als in dem umfangreichen Bande der Zeitschrift mit andern Aufsätzen zusammen zur Benutzung stehen.

Wir werden in einer Fußnote zu den Ueberschriften der in Frage kommenden Aufsätze jedesmal angeben, zu welchem Preise diese Sonderabzüge abgegeben werden, und sie an unsre Mitglieder portofrei gegen vorherige Einsendung des Betrages versenden. Nichtmitglieder bezahlen den doppelten Betrag.

Aehnlich wie bei den Mitteilungen über Forschungsarbeiten werden auch bei diesen Sonderabzügen Vorausbestellungen auf sämtliche Aufsätze einzelner Fachgebiete angenommen und solange zur Ausführung gebracht, wie der im voraus eingesandte Betrag reicht, und wir empfehlen unsern Mitgliedern, von dieser letzteren Einrichtung Gebrauch zu machen, da sie auf diese Weise der Mühe und der Kosten für die jedesmalige Bestellung enthoben werden und uns die Bestimmung der Anzahl der anzufertigenden Sonderabzüge erleichtert wird.

Bestellungen und Anfragen sind an uns, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, zu richten. Die Redaktion.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

R. Biel: Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Der Preis jedes Heftes ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 ℳ, im Postausland 2,50 ℳ, für Nichtmitglieder 6 ℳ, und ist von der Geschäftsstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 40. **Sonnabend, den 5. Oktober 1907.** **Band 51.**

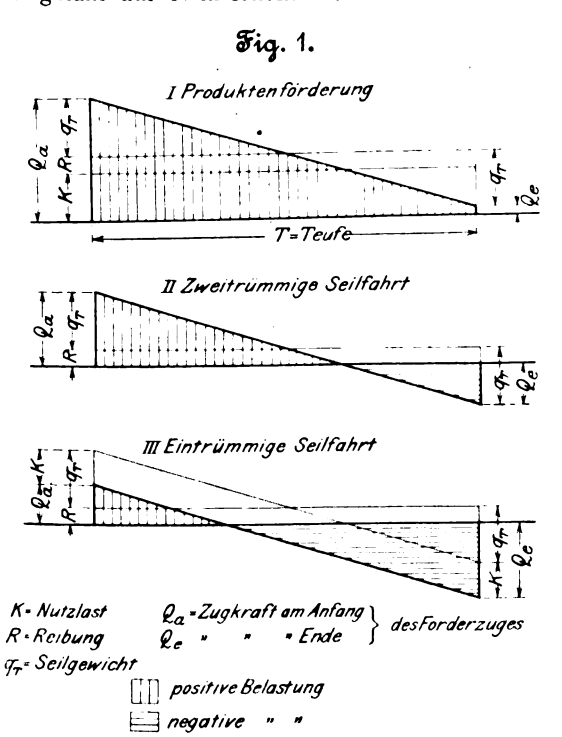
Inhalt:

Neuere Sicherheitsvorrichtungen für Dampffördermaschinen.[1]

Von **J. Iversen**, Berlin.

Die elektrische Fördermaschine hat vor der Dampffördermaschine den Vorzug, daß ihre Geschwindigkeit genau geregelt werden kann; das hat dazu geführt, daß die Bergbehörde die Höchstgeschwindigkeit bei der Seilfahrt, die sie für die Dampffördermaschine auf 6 m festgesetzt hat, bei elektrischen Fördermaschinen hauptsächlich infolge der geringeren Unfallgefahr auf 10 m erhöht hat. Die Konstrukteure der

Fig. 1.



Dampffördermaschine sind zurzeit bemüht, diesen Vorsprung wieder einzuholen, nachdem durch Verbesserungen in der Steuerung usw. die Wirtschaftlichkeit der Dampffördermaschine auf einen der elektrischen Fördermaschine mindestens gleichen Stand gehoben ist.

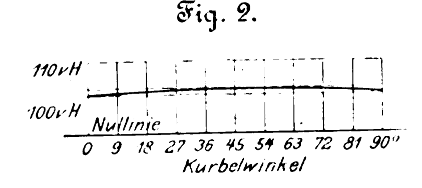
Die Unfallgefahr liegt bei der Fördermaschine entweder im Stauchen (zu harten Aufsetzen des unteren Korbes) oder im Uebertreiben (des oberen Korbes). Nach der Unfallstatistik mehrerer Oberbergämter entfallen ungefähr zwei Drittel aller bei der Seilfahrt vorkommenden Unfälle auf das Stauchen, während nur ein verhältnismäßig geringer Teil durch Uebertreiben verursacht wird.

Um eine bessere Uebersicht über die Ursachen der Gefahren zu geben, die bei einer Fördermaschinenanlage vorhanden sind, habe ich in Fig. 1 die Belastungsverhältnisse einer Fördermaschine dargestellt, bei der eine mittlere Gefahr des Stauchens und Uebertreibens vorhanden ist. Als Beispiel ist eine ohne Seilausgleich arbeitende Zwillingsfördermaschine mit zylindrischen Trommeln gewählt worden, die aus einer Teufe von 400 m eine Nutzlast von 2500 kg oder bei der Seilfahrt 1800 kg (24 Mann zu je 75 kg) fördert. Das unausgeglichene Seilgewicht beträgt

$$400 \cdot 7{,}5 = 3000 \text{ kg}.$$

Die auf den Trommelumfang bezogene Gesamtmasse berechnet sich bei der Produktenförderung zu 3800, bei der

Fig. 2.



zweitrümmigen Seilfahrt zu 3650 und bei der eintrümmigen Seilfahrt zu 3500 Masseneinheiten. Die Bremskraft beträgt rd. 18000 kg, bezogen auf den Trommeldurchmesser.

Bei der Produktenförderung ergibt sich nach dem Diagramm I zu Beginn des Förderzuges eine Belastung von

$$2500 + 3000 = + 5500 \text{ kg},$$

und am Ende eine solche von

$$2500 - 3000 = - 500 \text{ kg}.$$

Hierbei ist aber die Reibung noch nicht berücksichtigt, die im Durchschnitt mit 900 kg angesetzt werden kann. Dann stellt sich die Last zu Beginn des Förderzuges auf + 6400 kg und am Ende auf + 400 kg, also während des ganzen Förderzuges positiv.

Unter diesen Verhältnissen läßt sich die Maschine ohne Schwierigkeit entweder durch Veränderung der Füllung oder — bei kleineren Geschwindigkeiten — durch Drosselung regeln, wobei meistens mit größeren Füllungen gearbeitet werden muß. Auf diese Weise kann eine vorzügliche

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Regelung erzielt werden; denn das Tangentialdruckdiagramm bei positiver Leistung entspricht einem Bande von annähernd gleichbleibender Höhe, Fig. 2, die von der Füllung oder dem Anfangsdruck abhängig ist und somit durch Aenderung der Füllung oder durch Drosselung und rechtzeitige Dampfabsperrung geregelt werden kann.

Bei der Seilfahrt sind zweitrümmige und eintrümmige Seilfahrt zu unterscheiden. Diagramm II, Fig. 1, zeigt die Belastungsverhältnisse bei zweitrümmiger Seilfahrt. Hierbei gleicht sich die Belastung durch die Belegschaft der beiden Körbe aus, und als Belastung an der Trommel wirkt lediglich das Seilgewicht, vermehrt bezw. vermindert um den Betrag der Reibung.

Demgemäß stellt sich die Last zu Beginn des Förderzuges auf

$$+3000 + 900 = +3900 \text{ kg}$$

und zu Ende auf

$$-3000 + 900 = -2100 \text{ kg},$$

geht also allmählich von positiver in negative Belastung über.

Noch schlechter stellen sich die Verhältnisse bei eintrümmiger Seilfahrt, und zwar, wenn bei der Einfahrt der Belegschaft keine Belegschaft gleichzeitig ausfährt. Hierbei wird die durch das Seilgewicht im zweiten Teil des Förderzuges hervorgerufene negative Belastung noch um das Gewicht der einfahrenden Mannschaft vermehrt; die Belastung beträgt nach Diagramm III zu Beginn des Förderzuges

$$+3000 + 900 - 1800 = +2100 \text{ kg}$$

und zu Ende des Zuges

$$-3000 + 900 - 1800 = -3900 \text{ kg}.$$

Hier ist also während des größten Teiles des Förderzuges negative Belastung vorhanden, die auszugleichen ist.

Als Mittel hierfür kommt bei einer Regelung durch die Dampfmaschine selbst nur das Gegendampfgeben in Betracht. Zu diesem Zweck wird die Steuerung umgelegt, und die Maschine arbeitet als Kompressor auf den Raum zwischen Zylinder und Drosselklappe oder Einströmventil. Mit jeder Umdrehung steigt der mittlere Kompressionsdruck, da aus der Auspuffleitung mit jedem Hub neue Luft angesaugt wird. Hierbei zeigt die Kompressionslinie bei der Zwillingsmaschine einen kennzeichnenden Spannungsabfall in dem Augenblick, wo die Kurbel des zweiten Zylinders den Totpunkt überschreitet.

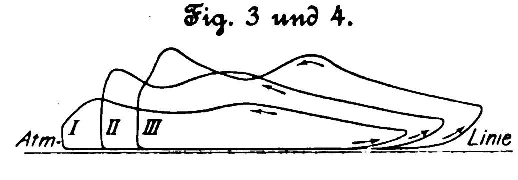
In Fig. 3 sind drei aufeinander folgende Gegendampfdiagramme wiedergegeben, die an einer Zwillingsfördermaschine genommen sind (der Steuerhebel war dabei in einer bestimmten Lage festgelegt), und in Fig. 4 sind die hiernach ohne Berücksichtigung der Massenkräfte berechneten Tangentialdruckdiagramme einzeln aufgetragen und unten einander gegenübergestellt. Die Figuren zeigen deutlich, welche Ungleichmäßigkeiten in den Drehmomenten hierbei auftreten, indem z. B. Diagramm B die größte Tangentialkraft in derjenigen Kurbelstellung (rd. 75°) aufweist, in welcher bei dem nächstfolgenden Diagramm C die kleinste Drehkraft liegt; außerdem wachsen die Drehmomente von Umdrehung zu Umdrehung an. Das Gegendampfgeben hat also einen doppelten Nachteil: die Gegenkraft ändert sich während einer und derselben Umdrehung in unberechenbarer Weise, sodann kann sie nicht nach einem bestimmten, von den Belastungsverhältnissen abhängigen Gesetz eingestellt und verändert werden, wie es bei positiver Maschinenleistung in genauester und einfachster Weise möglich ist. Es ist demnach ein ganz unzuverlässiges Mittel, um zwecks Regelung der Geschwindigkeit die lebendige Kraft der Maschine aufzuzehren. Dabei ist außerdem die Handhabung der Steuerung sehr schwierig; denn der Maschinist muß genau achtgeben, daß der Gegendruck das zulässige Maß nicht überschreitet, damit die Maschine nicht zu früh zum Stillstand kommt.

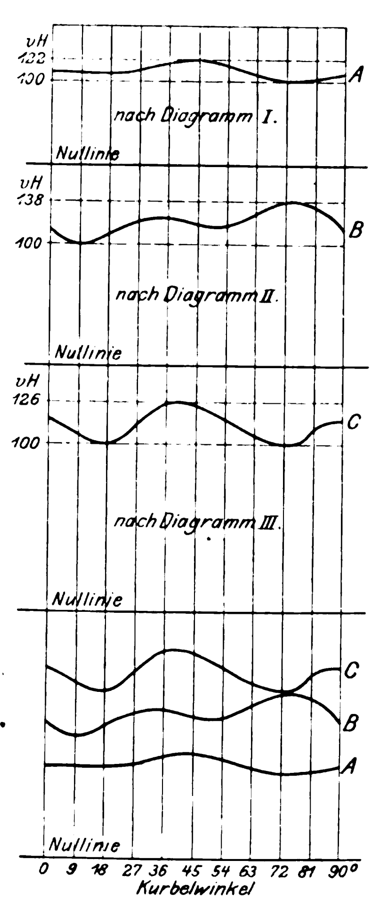
Das Gegendampfgeben bringt nun aber die Notwendigkeit mit sich, daß der Führer, um den Gegendruck zu vermindern, gezwungen ist, den Steuerhebel wiederholt in die Treibdampfstellung zurückzulegen; dadurch entsteht die Gefahr, daß der hierbei sinkende Druck unter das Maß zurückgeht, das notwendig ist, um der negativen Belastung die Wage zu halten. Die Folge ist eine durch die negative Belastung herbeigeführte Beschleunigung der Maschine, die außerdem dadurch erhöht wird, daß der vorher komprimierte Dampf zwischen Zylinder und Einlaßventil (oder Drosselklappe) beim Umlegen der Steuerung auf der entgegengesetzten Kolbenseite treibend wirkt.

Welche Anforderungen hierbei an die Geschicklichkeit des Maschinisten gestellt werden, und welch kurze Zeiten ihm überhaupt für die verschiedenen Bewegungen des Steuerhebels zur Verfügung stehen, zeigt die rechnerische Betrachtung der Verhältnisse am Ende des Förderzuges.

Nimmt man an, daß bei eintrümmiger Seilfahrt (Diagramm III) der untere Förderkorb in einer Höhe von $s = 6$ m über der Aufsetzvorrichtung noch eine Geschwindigkeit von

Fig. 3 und 4.





$v_1 = 2{,}5$ m/sk hat, und daß die Maschine infolge einer Unachtsamkeit des Maschinisten von da an kein positives oder negatives Drehmoment mehr ausübt, sondern lediglich unter dem Einfluß der überhängenden Belastung steht, so wirkt diese am niedergehenden Seil mit einer Mindestkraft von

$$3900 - 2 \cdot 6 \cdot 7{,}5 = \text{rd. } 3800 \text{ kg}.$$

Die Massen der Maschine erhalten hierdurch eine Beschleunigung von

$$f = \frac{3800}{3500} = \text{rd. } 1{,}1 \text{ m/sk}.$$

Nachdem die noch übrigen 6 m durchfahren sind, kommt der Korb mit einer Geschwindigkeit von:

$$v_2 = \sqrt{2fs + v_1^2} = \sqrt{2 \cdot 1{,}1 \cdot 6 + 2{,}5^2} = \text{rd. } 4{,}41 \text{ m/sk}$$

am Füllort an, und die zum Durchfahren der Strecke erforderliche Zeit berechnet sich zu

$$t = \frac{2s}{v_1 + v_2} = \frac{2 \cdot 6}{2{,}5 + 4{,}41} = 1{,}74 \text{ sk}.$$

Ist die Geschwindigkeit an dem angenommenen Punkte von 6 m über dem Füllort noch größer als 2,5 m, so vergrößert sich natürlich die Endgeschwindigkeit, und die zum Durchfahren der kurzen Strecke notwendige Zeit wird entsprechend kürzer. Die Rechnung zeigt also, welch hohe Anforderungen an die Aufmerksamkeit des Maschinisten gestellt werden, da eine kaum zwei Sekunden dauernde Unachtsamkeit einen schweren Unfall herbeiführen kann.

Das Ergebnis wird in noch ungünstigerem Sinne beeinflußt, wenn beim Vermindern des Gegendruckes infolge zu langsamer Bewegung der Steuerung am Trommelumfang ein positives Drehmoment erzeugt wird. In diesem Falle staucht sich nicht nur der untere Korb heftig, sondern der obere Korb wird meist auch über die Hängebank bis gegen die Prellbalken (Kopfrenner) übergetrieben.

Die vorstehenden Rechnungen erklären die Ursache der durch die Bergämter festgestellten Tatsache, daß ungefähr zwei Drittel aller bei der Seilfahrt vorkommenden Unfälle durch das Stauchen herbeigeführt werden.

Eine weitere Ursache für Unglücksfälle liegt in der falschen Handhabung der Steuerung beim Anfahren, wodurch ein Uebertreiben herbeigeführt werden kann.

Bei ungünstiger Kurbelstellung kann die dem vorigen Beispiel zugrunde liegende Maschine am Trommelumfang eine mittlere Kraft von rd. 7200 kg ausüben. Nimmt man nun an, daß der untere Korb aufsitzt und der obere Korb mit 24 Mann = 1800 kg belastet ist, und rechnet man ferner das Gewicht des beladenen Korbes und die Reibung ab, so bleiben von dieser Umfangskraft noch etwa 3900 kg übrig, die auf eine Beschleunigung der Massen hinwirken können. Diese berechnet sich zu

$$f = 3900 : 3150 = \text{rd. } 1{,}24,$$

und der Weg von der Hängebank bis zum Prellbalken von rd. 5 m wird vom Korb in

$$t = \sqrt{\frac{2s}{f}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5}{1{,}24}} = 2{,}84 \text{ sk}$$

zurückgelegt.

Die Verhältnisse werden jedoch gefährlicher, wenn der untere Förderkorb nicht aufsitzt, sondern wenn zur Verhütung des Stauchens die unteren Käps zurückgezogen sind, und der nunmehr frei am niedergehenden Seil hängende belastete Korb in den Sumpf hinabgehen kann. Dann ergibt sich eine Umfangskraft von

$$7200 + 3000 - 900 = 9300 \text{ kg},$$

die eine Beschleunigung von

$$f = 9300 : 3650 = \text{rd. } 2{,}55 \text{ m/sk}$$

hervorruft. Der Weg bis zum Prellbalken wird dann in

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 5}{2{,}55}} = 1{,}98 \text{ sk}$$

zurückgelegt.

Am schlimmsten werden die Verhältnisse, wenn man im letzteren Fall annimmt, daß das verkehrte Auslegen des Steuerhebels am Ende des Förderzuges stattfindet, und daß der ausfahrende Förderkorb an der Hängebank bereits mit einer gewissen Geschwindigkeit vorbeigeht. Beträgt diese z. B. nur 1,5 m/sk, so steigt sie bis zum Anrennen gegen die Prellbalken auf

$$v_2 = \sqrt{2sf + v_1^2} = \sqrt{2 \cdot 5 \cdot 2{,}55^2 + 1{,}5^2} = 5{,}27 \text{ m/sk},$$

und die Zeit verringert sich auf $t = \frac{2 \cdot 5}{5{,}27 + 1{,}5} = 1{,}48$ sk.

Diese Zeiten (1,98 bezw. 1,48) dürften in den seltensten Fällen ausreichen, um die Maschine stillzusetzen. Das Weglassen der Aufsetzvorrichtungen am Füllort ist daher mit großer Gefahr für die ausfahrende Mannschaft verbunden.

Um das Stauchen und Uebertreiben zu verhindern, stehen zwei Mittel zur Verfügung: Regeln der Dampfzufuhr (Aendern der Füllung, Drosseln, Absperren) und Bremsen.

Solange die Maschine mit positiver Belastung arbeitet, d. h. solange das aufwärts gehende Seil das größte Drehmoment auf die Trommel ausübt, kann eine gleichmäßige Kraft an die Seiltrommel abgegeben werden; vergl. Fig. 2. Das Drehmoment und folglich auch die Geschwindigkeit der Maschine kann also durch entsprechende Aenderung der Dampfzufuhr ganz beliebig geregelt werden. Während dieses Teiles des Förderzuges bewähren sich daher meistens alle diejenigen Sicherheitseinrichtungen, die auf eine Beeinflussung der Dampfzufuhr ausgehen. Sie kommen vor allem während des mittleren Teiles des Förderzuges in Frage und arbeiten dabei ganz zuverlässig, wenn die Ueberschreitung einer gewissen Geschwindigkeit durch einen Fliehkraftregler verhindert wird. Diese Einrichtungen erstreben also nicht ein völliges Anhalten der Maschine, sondern nur eine Ermäßigung der Geschwindigkeit.

Bei negativer Belastung versagt diese Art der Regelung, weil die Maschine, selbst bei ganz abgesperrter Kraftzufuhr, durch die überhängende Belastung, wie bereits nachgewiesen, im falschen Sinne getrieben wird, was nur durch eine Gegenkraft verhindert werden kann. Hierfür steht, da, wie ebenfalls bereits dargelegt, das Gegendampfgeben als nicht ausreichend und ganz unzuverlässig angesehen werden muß, nur das Bremsen zur Verfügung.

Dieses wird in großem Umfange bei den jetzt gebräuchlichen Sicherheitsvorrichtungen angewendet, die meist in der Weise wirken, daß beim Ueberschreiten der zulässigen Grenze der Geschwindigkeit oder beim Durchfahren der Hängebank die Bremse mit voller Kraft eingeworfen wird. Das geschieht durch Auslösevorrichtungen — daher die Bezeichnung: auslösende Sicherheitsvorrichtungen —, bei denen ein im gewöhnlichen Betriebe hochgehaltenes Gewicht freigegeben wird und die Dampfbremse anzieht. Während des mittleren Teiles des Förderzuges wird die auslösende Vorrichtung gewöhnlich durch einen Regulator allein betätigt; sie muß aber auch gegen Ende des Förderzuges bei dann naturgemäß geringeren Geschwindigkeiten wirken, und das wird unter Zuhülfenahme des Teufenzeigers erreicht. Am Ende des Förderzuges endlich bewirkt im Falle des Uebertreibens der Teufenzeiger allein das Auslösen der Bremse. Da bei all diesen Einrichtungen die Bremse erst mittelbar durch Zwischengetriebe in Tätigkeit gesetzt wird, so ist stets eine gewisse Zeit zwischen dem Ueberschreiten der zulässigen Geschwindigkeit und dem Einfallen der Bremse erforderlich: die beweglichen Teile des Reglers und das hiermit zusammenhängende Gestänge müssen in Bewegung gesetzt und die Auslösevorrichtung außer Eingriff gebracht werden, das Gewicht muß um eine bestimmte Höhe sinken und das Steuergestänge der Bremse bewegen, und weiter muß, nachdem die Bremsbacken zum Anliegen gebracht sind, das Bremsgestänge noch der Bremskraft entsprechend gedehnt werden. Alle diese nacheinander erfolgenden Einzelvorgänge beanspruchen zusammen eine gewisse Zeit, die jedoch nach den obigen Darlegungen in vielen Fällen gar nicht zur Verfügung steht.

Das zu späte Einfallen der Bremse wird ferner auch noch dadurch verursacht, daß die Fliehkräfte der Regulatoren mit sinkender Umlaufzahl rasch abnehmen und daß deshalb eine starke Geschwindigkeitsüberschreitung erforderlich ist, um die zum Auslösen der Bremse notwendigen Kräfte zu erzeugen.

Die meisten auslösenden Sicherheitsvorrichtungen stellen außer dem Einfallen der Bremse noch die Dampfzufuhr ab, um zu verhindern, daß die Dampfmaschine ein der Bremskraft entgegenwirkendes treibendes Moment auf die Trommel ausübt. Einige schließen außerdem noch eine in die Auspuffleitung eingebaute Drosselklappe, um die Maschine als Kompressor zu betreiben und so Bremsarbeit leisten zu lassen. Diese Erhöhung der Bremswirkung kann natürlich von Nutzen sein, aber auch, was bisher wenig beachtet worden ist, das Gegenteil bewirken; denn das Absperren der Auspuffleitung kann sehr leicht dazu führen, daß der hinter dem Zylinder komprimierte Dampf treibend auf die Kolben wirkt und die Gefahr erhöht; dann nämlich, wenn der Maschinist in der wohlgemeinten Absicht, Gegendampf zu geben, den Steuerhebel herumlegt und dadurch den komprimierten Dampf wieder in die Zylinder einströmen läßt, wo er sofort treibend wirkt. Allerdings ist diese Wirkung, die von der Größe des Auspuffraumes bis zur Drosselklappe abhängt, nur von kurzer Dauer, aber sie kann in dem betreffenden Augenblick doch Schaden genug anrichten.

Alle auslösenden Sicherheitsvorrichtungen haben ferner den Nachteil, daß die Maschine durch das plötzliche Anhalten erhebliche Beanspruchungen erleidet; außerdem bedeutet das Stillsetzen eine Betriebsunterbrechung. Wirkt die Vorrichtung nun zu oft, so wird der Maschinist durch die häufige Störung belästigt, der Betrieb leidet darunter, und so kommt es, daß man, um diesem Uebelstand aus dem Wege zu gehen, die Vorrichtung so knapp bemißt, daß sie nur im äußersten Notfall arbeitet. Das bedeutet wiederum eine Verminderung der Sicherheit. Es ist anderseits aber auch unwirtschaftlich, bei einer kleinen Ueberschreitung der zulässigen Geschwindigkeit gleich die gesamte Energie der Maschine zu vernichten. Aus diesen und mehreren andern Gründen erscheint der Gedanke, der den auslösenden Sicherheitsvorrichtungen zugrunde liegt, an sich verfehlt.

Fig. 5.

Eine bislang leider noch viel zu wenig beachtete Rolle spielt ferner die starke Beanspruchung des Materials infolge des bei diesen Einrichtungen immer plötzlich stattfindenden Stillsetzens der Maschine. Vor allem trifft dies die Förderseile. Einen ungefähren Anhalt für die Größe dieser Beanspruchung der Seile erhält man, wenn man annimmt, daß die Belastung eines an einem Festpunkt aufgehängten Seiles plötzlich von P auf nP erhöht wird. Unter dem Einflusse dieser neuen Belastung wird die von der ruhenden Belastung herrührende Dehnung f um den Betrag y vergrößert, Fig. 5, dessen Größe sich daraus berechnen läßt, daß die von der Kraft nP beim Senken geleistete Arbeit nPy vom Seil aufgespeichert werden muß.

Demnach ergibt sich:

$$nPy = \frac{1}{2}\left(\frac{P(f+y)}{f} + P\right) y$$

$$y = 2f(n-1).$$

Bei ruhender Belastung durch eine Kraft nP würde eine Dehnung nf herbeigeführt; der Unterschied gegenüber der von der Kraft P bei ruhender Belastung herbeigeführten Dehnung wäre somit

$$nf - f = f(n-1) = \frac{y}{2}.$$

Die durch die plötzliche Belastung mit nP herbeigeführte Dehnung ist also doppelt so groß wie diejenige, die durch die ruhende Belastung mit derselben Kraft herbeigeführt werden würde.

Beim Einfallen der Bremse kann man nun eine plötzliche Erhöhung der Belastung voraussetzen; denn die Zeit vom Anziehen der Bremse bis zur Wirkung der vollen Bremskraft ist im Verhältnis zur Schwingungsdauer des Seiles so kurz, daß von einem langsamen Anwachsen der Kraft nicht gesprochen werden kann.

Wie die Berechnung zeigt, wird bei der größten Seildehnung die Seilspannung größer als die Belastung; die Last muß daher, nachdem sie die tiefste Stellung erreicht hat, wieder durch die federnde Wirkung des Seiles hochgezogen werden und eine pendelnde Bewegung in senkrechter Richtung ausführen. Diese Erscheinung, die man bei jedem Förderkorbe beobachten kann, sobald plötzlich eine größere (treibende oder bremsende) Kraft auf die Fördermaschine ausgeübt wird, kann als Bestätigung der vorstehenden Rechnung angesehen werden, und sie läßt stets auf Mehrbeanspruchungen der beschriebenen Art schließen. Dieselbe Erscheinung kann aber auch jedes mal beim Arbeiten mit Gegendampf beobachtet werden. Das Gegendampfgeben verursacht daher immer eine außerordentlich starke Beanspruchung der Förderseile, und schon aus diesem Grunde müssen alle Sicherheitsvorrichtungen, bei denen die Geschwindigkeit durch Gegendampf geregelt werden soll, von vornherein als verfehlte Konsruktionen bezeichnet werden.

Um das Uebertreiben bei falschem Auslegen des Steuerhebels zu Beginn des Förderzuges zu verhindern, sind Vorrichtungen gebaut worden, bei denen der Führer zwar jederzeit das Dampfzuführorgan (Drosselklappe oder Ventil) nachträglich öffnen kann, das Auslegen des Steuerhebels nach der falschen Richtung ihm jedoch durch Einschalten von Widerständen (Druckwasser oder Feder) erschwert wird. Da der Führer aber gerade beim Auf- und Umsetzen der Förderkörbe den Steuerhebel wechselweise nach beiden Richtungen auslegen und dabei stets den Widerstand überwinden muß, so wird er nicht nur schon nach kurzer Zeit so an den Widerstand gewöhnt sein, daß er im Fall einer Gefahr gar nicht mehr darauf achtet, sondern wird vor allem gar nicht imstande sein, zu unterscheiden, ob der Widerstand ein Warnungszeichen bedeutet oder nicht. Vorrichtungen dieser Art (Schwarzenauer, Notbohm-Eigemann) gewähren daher wohl kaum einen erhöhten Schutz und sind schon deshalb nicht zu empfehlen, weil sie den Maschinisten gerade beim Manövrieren, also in der Zeit, wo seine körperlichen und geistigen Kräfte am meisten in Anspruch genommen werden, ganz unnötig belasten.

Nach dem Vorstehenden scheint es richtiger, die Sicherheitsvorrichtungen so einzurichten, daß sie die Kräfte, die eine unzulässige Beschleunigung hervorrufen, von vornherein so weit wie möglich bereits am Entstehen verhindern und sie, falls dennoch die zulässige Geschwindigkeit etwas überschritten werden sollte, durch geeignete Mittel rechtzeitig auf die zulässige Größe herabmindern. Dabei müssen die Vorrichtungen außerdem möglichst geringe Anforderungen an die geistigen und körperlichen Kräfte der Maschinisten stellen.

Eine solche Wirkungsweise ist an folgende Bedingungen geknüpft:

1) Am Anfang und am Ende des Förderzuges muß die Dampfzuführung selbsttätig auf einen ganz geringen Betrag abgesperrt werden, der gerade noch für sicheres Manövrieren ausreicht.

Bei richtiger Stellung des Steuerhebels muß der Führer die Dampfzuführung auf den für schnelles Anfahren oder erfolgreiches Gegendampfgeben erforderlichen Betrag erhöhen können.

Bei falscher Stellung des Steuerhebels darf aber der Führer unter keinen Umständen die Möglichkeit haben, die Dampfzufuhr zu erhöhen.

2) Während des mittleren Teiles des Förderzuges muß die Geschwindigkeit durch eine Vorrichtung geregelt werden, die auf das Drosselorgan und am zweckmäßigsten auch auf die Steuerung einwirkt.

3) Bei überhängender Last muß am Ende des Förderzuges am Trommelumfang eine genau zu regelnde Gegenkraft ausgeübt werden, die mindestens ebenso groß sein muß wie die jeweilig unausgeglichene Last, damit die Maschine stets eine positive Arbeit zu leisten hat.

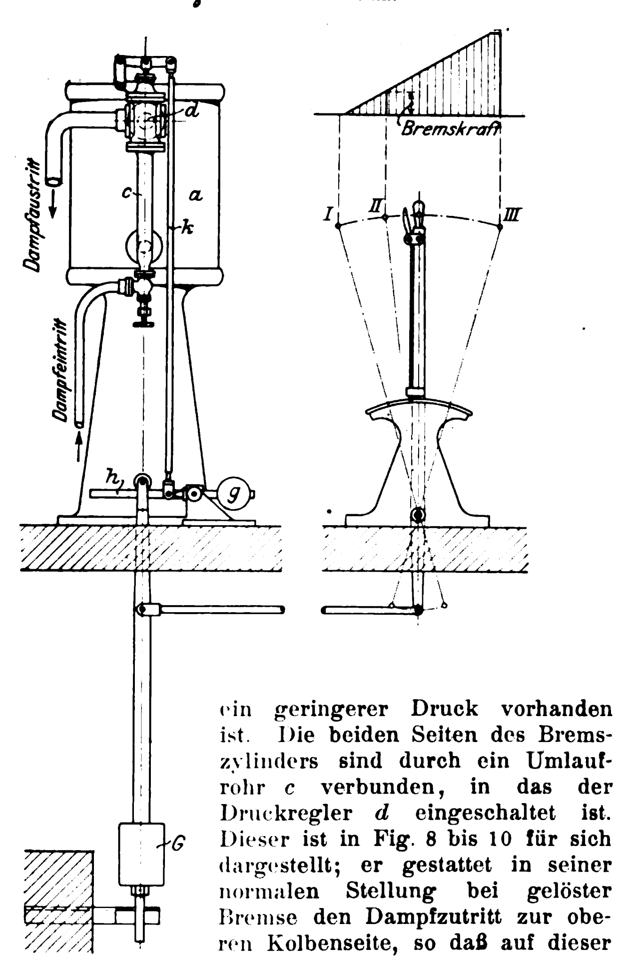
Die meisten bisher bekannt gewordenen Ausführungen beachten nicht einmal die beiden ersten Bedingungen; nur der neue Hußmannsche Anfahrregler[1]) bildet hiervon eine Ausnahme; die letzte und wichtigste Bedingung ist aber noch erheblich schwerer zu erfüllen, wie nicht nur durch die oben ausgeführten Rechnungen schon dargelegt ist, sondern noch besser durch die Tatsache bewiesen wird, daß die Anzahl der damit zusammenhängenden Unfälle, hauptsächlich durch Stauchen, nicht verringert wird, trotzdem es doch lange bekannt ist, daß eine überhängende Last eine große Gefahrquelle bei der Seilfahrt bedeutet.

Die im folgenden beschriebene Bauart erfüllt die oben angeführten Bedingungen zunächst durch die Anwendung einer neuartigen Bremse, die den Vorteil hat, daß die Bremskraft beliebig zwischen null und dem Höchstwert geändert werden kann; infolgedessen läßt sie sich der jeweilig überhängenden Last so anpassen, daß die Dampfmaschine in jedem Augenblick des Förderzuges positive Arbeit leisten muß. Dadurch läßt sich besonders am Ende des Förderzuges eine vollständig gleichmäßige und beliebig kleine Geschwindigkeit erreichen, die entweder selbsttätig oder durch den Maschinisten geregelt werden kann. Die dritte der obigen Bedingungen kann also im vollen Umfang erfüllt werden.

[1]) Z. 1907 S. 105.

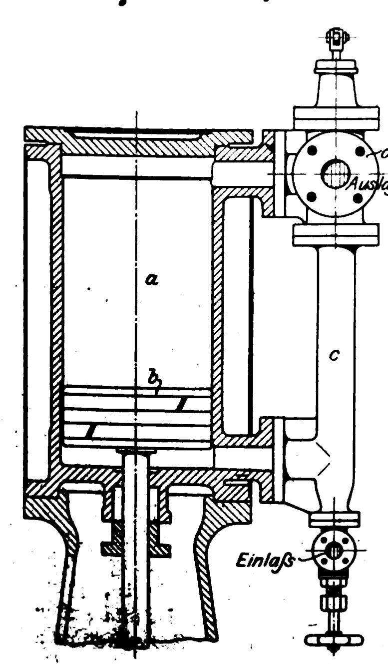
Die Bremse wird durch Dampf oder Druckluft angetrieben. Im Zylinder *a*, Fig. 6 und 7, wirkt der Dampf ständig auf die untere Seite des Kolbens *b* und zieht demgemäß die Bremse an, sobald auf der andern Kolbenseite

Fig. 6. Bremsschema.



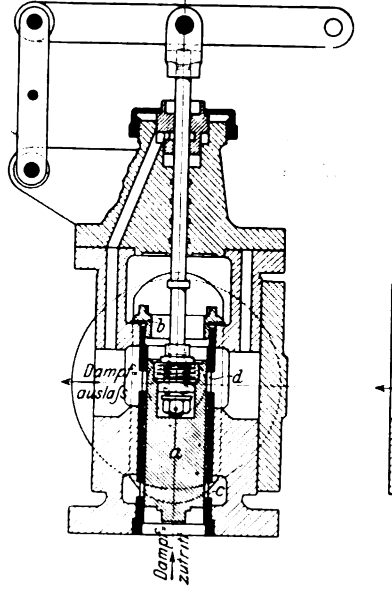
ein geringerer Druck vorhanden ist. Die beiden Seiten des Bremszylinders sind durch ein Umlaufrohr *c* verbunden, in das der Druckregler *d* eingeschaltet ist. Dieser ist in Fig. 8 bis 10 für sich dargestellt; er gestattet in seiner normalen Stellung bei gelöster Bremse den Dampfzutritt zur oberen Kolbenseite, so daß auf dieser ebenfalls Volldruck herrscht und der Kolben infolge der durch die Kolbenstange hervorgerufenen Differenzialwirkung in der in Fig. 7 gezeichneten Endlage verharrt. Wenn die Bremse angezogen werden soll, so verbindet der Schieber des Reglers die obere Kolbenseite mit dem Auslaß, und die Folge ist ein Unterdruck auf der oberen Kolbenseite, dessen Größe sich nach der Menge des zur Ausströmung gelangenden Dampfes richtet. Durch Regelung dieser Menge läßt sich die Bremskraft genau einstellen.

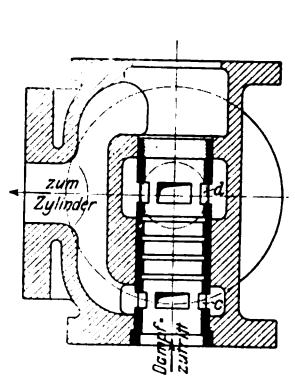
Fig. 7. Bremszylinder.

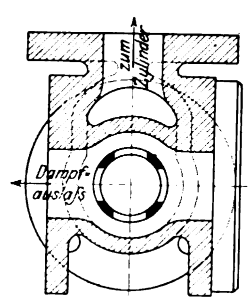


Die Stellung I des Bremshebels in Fig. 6 entspricht der gelösten Bremse; in dieser Stellung steht das Gewicht *G*, Fig. 6, in der äußersten Stellung nach rechts, und das Gegengewicht *g* überwiegt, so daß im Gestänge *k* ein Druck nach oben entsteht. Dadurch wird der Steuerkolben *a*, Fig. 8, in seine obere Stellung geschoben, in der er sich gegen den Ventilsitz *b* und der Bund auf der Kolbenstange sich gegen den Deckel des Gehäuses anlegt. In dieser Stellung sind die Einlaßkanäle *c* geöffnet, und der Dampf tritt in den Bremszylinder über dem Bremskolben; zugleich wird der Raum über dem Steuerkolben, der mit dem Zylinderraume verbunden ist, ebenfalls mit Dampf gefüllt, so daß der Druck auf die beiden Seiten des Steuerkolbens ausgeglichen ist. In den Räumen über dem Bremskolben und über dem Steuerkolben herrscht stets der gleiche Druck. Beim Anziehen des Bremshebels wird die Stange des Gewichtes *G* nach links verschoben und dadurch im Gestänge *k*, Fig. 6, ein Zug ausgeübt. Die Folge ist, daß der Steuerkolben vom Ventilsitz *b* abgehoben wird; bei seiner weiteren Bewegung nach abwärts schließt er zunächst die Einlaßkanäle *c*, öffnet dann die Auslaßkanäle *d* und stellt so eine Verbindung des oberen Raumes des Bremszylinders mit dem Auslaß her. Dabei strömt ein Teil des im Zylinder eingeschlossenen Dampfes ab, es tritt eine Druckverminderung

Fig. 8 bis 10. Druckregler.







ein, der auf die untere Seite des Bremskolbens ständig wirkende Volldruck bekommt das Uebergewicht, und die Bremse wird angezogen. Gleichzeitig aber entsteht auf der oberen Seite des Steuerkolbens derselbe Minderdruck, und da auf die untere Seite der Volldruck wirkt, so ergibt sich ein Druckunterschied, der dem vom Gewicht *G* mittels der Zugstange *k* auf die Kolbenstange ausgeübten Druck entgegenwirkt. Dadurch wird eine Umkehr in der Bewegung des Steuerkolbens herbeigeführt, der schließlich die in Fig. 8 eingezeichnete Mittelstellung einnimmt, wobei der Druckunterschied in seiner Wirkung derjenigen des Gewichtes die Wage hält. Die Gewichtbelastung ist also allein maßgebend für den Druckunterschied auf den beiden Seiten des Bremskolbens und damit für die Größe der Bremskraft. Da sie aber durch die Stellung des Bremshebels bestimmt wird, so wird die Bremskraft beim Auslegen des Bremshebels allmählich von null bis zu ihrem Höchstbetrage gesteigert, und demgemäß ergibt sich das in Fig. 6 angegebene Diagramm für die Bremskraft.

Wird dieses Gleichgewicht in irgend einer Weise gestört, z. B. durch Kondensation des Dampfes im Zylinder, Schwankungen des Betriebdruckes, Undichtigkeiten, Aenderungen der Gewichtbelastung infolge Verstellens des Bremshebels usw., so wird der Steuerkolben sofort durch den auf der unteren oder oberen Seite entstehenden Ueberdruck aus seiner Abschlußstellung herausgedrückt und öffnet dabei entweder die Einlaßkanäle *c* oder die Auslaßkanäle *d*. Der

Druck auf der oberen Seite des Bremskolbens und demgemäß auch auf der oberen Seite des Steuerkolbens stellt sich dann so ein, daß der Druckunterschied wieder der Gewichtbelastung die Wage hält, worauf der Steuerkolben in seine Abschlußstellung zurückkehrt. Einer bestimmten Stellung des Bremshebels entspricht somit stets derselbe Bremsdruck, unabhängig von Schwankungen des Betriebdruckes, den Wirkungen der Kondensation usw. Die Bremse erfüllt daher alle im Bericht der Seilfahrtkommission, »Glückauf« 1905 Heft 8, gestellten Anforderungen an eine gute Fördermaschinenbremse. Ein großer Vorteil der Einrichtung mit Gewichtbelastung ist, daß kein den Maschinisten störender Rückdruck auf den Steuerhebel entsteht, und daß die Bedienung nur eine ganz geringe Kraft erfordert.

Fig. 11 zeigt eine solche Anordnung bei wagerecht angeordnetem Bremszylinder.

gung entsprechende Stellung gebracht. Wird nun beim Anfahren der Steuerhebel *A* nach rückwärts ausgelegt, so wird durch den sich um *d* drehenden Winkelhebel *f* mittels der Stange *e* das Dampfeinlaßventil geöffnet und kann bei dieser Stellung von *c* durch den Steuerhebel völlig aufgemacht werden. Bei einer Vorwärtsbewegung dieses Hebels ist ein Oeffnen des Ventiles ausgeschlossen. Die gleichen Verhältnisse treten für Vorwärtsgang ein, wobei die Stange *c* in der entgegengesetzten (punktierten) Lage steht.

Nachdem etwa ein Viertel bis ein Drittel des Förderzuges zurückgelegt ist, wird die Stange *c* durch eine nicht eingezeichnete, mit dem Teufenzeiger verbundene Schalteinrichtung in die Mittelstellung geführt und bleibt darin bis nach Beendigung zweier Drittel bis dreier Viertel des Förderzuges stehen, worauf sie durch dieselbe Vorrichtung in die entgegengesetzte Stellung umgelegt wird, damit mit voller

Fig. 11. Anlage mit wagerechtem Bremszylinder.

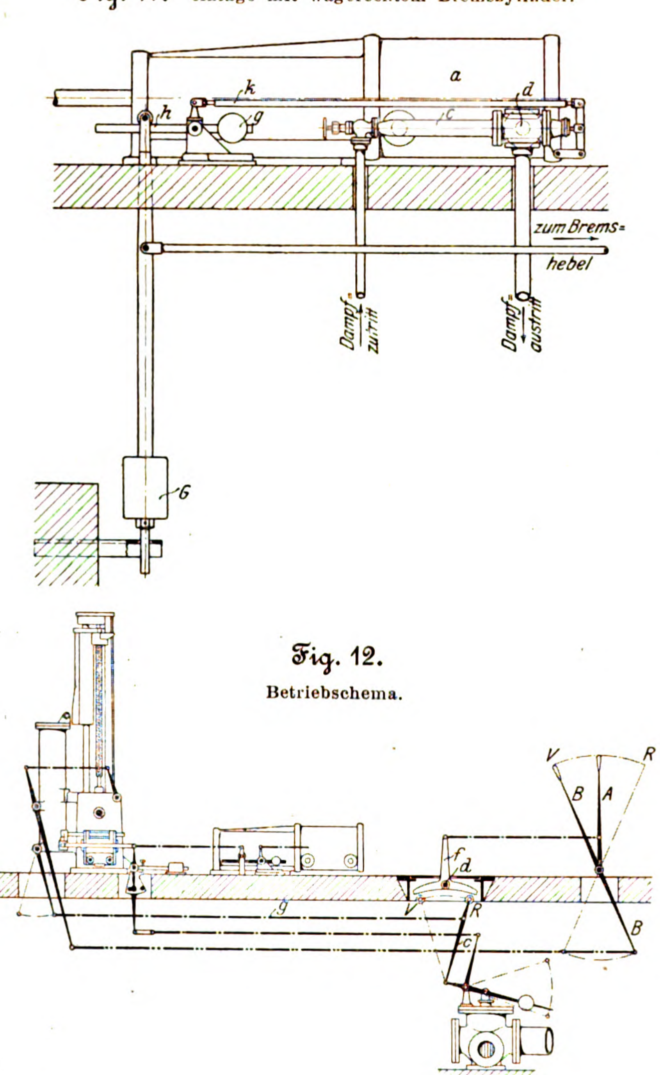
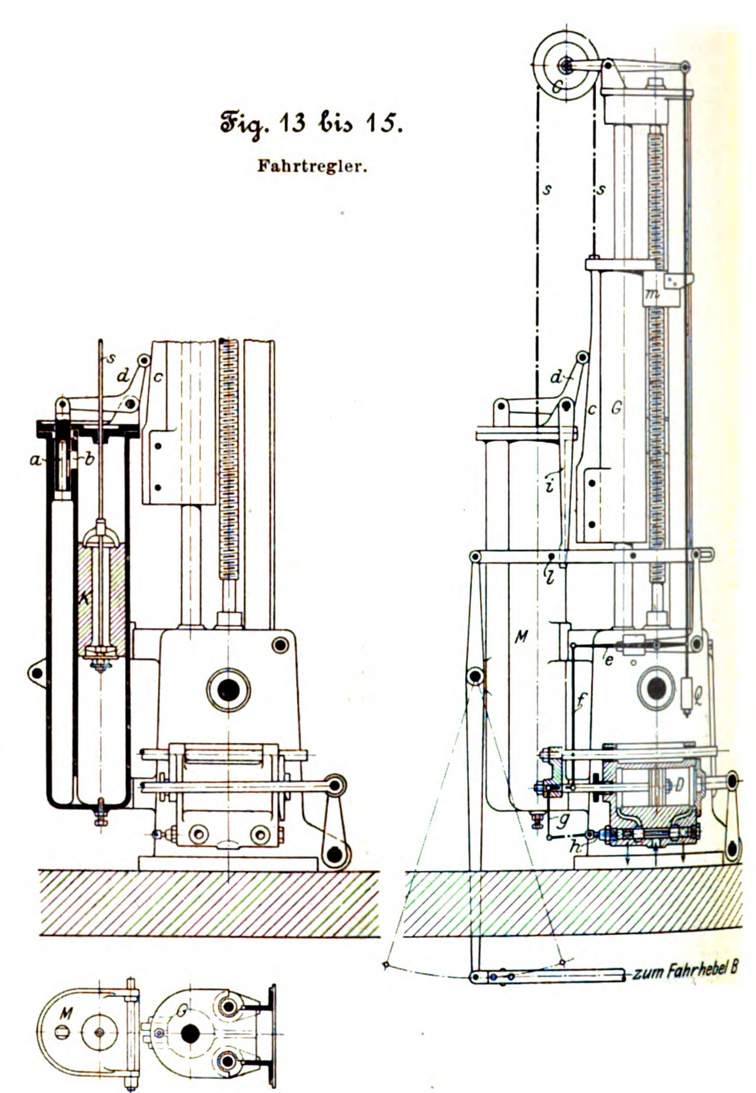


Fig. 12. Betriebschema.

Fig. 13 bis 15. Fahrtregler.



Die Bremse wird nun mit einem Anfahrregler, der verhüten soll, daß der Maschine unzulässig viel Dampf zugeführt wird, wenn der Steuerhebel in einer falschen Richtung ausgelegt wird, sowie mit einem mit dem Teufenzeiger verbundenen Fahrtregler (Sicherheitsapparat) zusammen an die Fördermaschine angebaut. Fig. 12 zeigt die Gesamteinrichtung, Fig. 13 bis 15 den Fahrtregler für sich. In Fig. 12 ist diejenige Stellung gewählt, welche die Teile zu Beginn eines für Rückwärtsgang und höchste Fahrtgeschwindigkeit geplanten Förderzuges einnehmen.

Der Anfahrregler soll zunächst beim Anfahren verhindern, daß der obere Förderkorb zu hoch getrieben wird. Zu diesem Zwecke wird vom Teufenzeiger aus schon am Ende des vorhergehenden Förderzuges die Stange *c*, Fig. 12, durch die Stange *g* in die gezeichnete, der Rückwärtsbewe-

Kraft Gegendampf gegeben werden kann, falls es im Notfall ausnahmsweise erforderlich sein sollte.

Sobald *c* in der Mittelstellung steht, kann der Steuerhebel *A* keinen Einfluß mehr auf die Stellung des Drosselventiles ausüben; diese wird vielmehr von jetzt ab ausschließlich durch die Stellung des Fahrhebels *B* bestimmt. Um die Geschwindigkeit zu regeln, wird der Fahrhebel vor Beginn des Förderzuges eingestellt und legt dann, wie weiter unten näher beschrieben wird, die während des Förderzuges zulässige größte Dampfzufuhr und damit die Höchstgeschwindigkeit fest. Im weiteren Verlaufe des Förderzuges wird die Maschine durch den Fahrtregler, Fig. 13 bis 15, gesteuert, der mit dem Teufenzeiger zusammengebaut ist und außer dem eigentlichen Regler einen nach Art eines Servomotors arbeitenden Hülfsregler besitzt. Dieser besteht aus einem Dampf-

oder Preßwasserzylinder D, der, wie aus Fig. 12 ersichtlich, die Regeleinrichtungen (Drosselventil und Bremse) betätigt. Hierbei wird zunächst das Drosselventil allmählich bis auf den für das sichere Manövrieren erforderlichen Betrag geschlossen, bleibt dann in dieser Stellung stehen, während die Bremse allmählich angezogen wird, und wird erst zum Schluß bei weiterer Steigerung der Bremskraft ganz geschlossen.

Der Kolben des Hülfszylinders wird durch einen Steuerschieber mit Inneneinströmung gesteuert, dessen Schieberstange h durch den Winkelhebel g und die Stange f bewegt wird. Da der Drehpunkt des Winkelhebels g in der Kolbenstange bezw. in dem auf ihr sitzenden Querstück liegt, so wird der Schieber wie bei jedem Dampfservomotor immer wieder in die Mittellage zurückgeführt, und der Kolben und damit die Regelvorrichtungen stellen sich daher stets in diejenige Stellung ein, die der Höhenlage der Stange f entspricht. Diese aber wird durch den Fahrhebel B am Führerstande, Fig. 12, eingestellt. Zu dem Zwecke liegt der Drehpunkt des an f angreifenden Doppelhebels e in dem einen Arm eines Winkelhebels, dessen andrer Arm durch ein Gestänge mit dem Fahrhebel am Führerstand verbunden ist; vergl. Fig. 13 und 12. Dies ist die Regelung während der ersten Hälfte des Förderzuges. Genau kann die vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit hierbei natürlich nicht innegehalten werden, besonders nicht bei geringeren Belastungen. Das ist jedoch belanglos, da eine etwaige Geschwindigkeitsüberschreitung immer durch den erst während der zweiten Hälfte des Förderzuges in Tätigkeit tretenden Fahrtregler ausgeglichen wird [1]).

Der Fahrtregler ist an den zweispindligen Teufenzeiger angebaut, Fig. 13 und 14. Hinter den beiden Schraubenspindeln, auf denen sich die Wandermuttern m bewegen, ist eine glatte Spindel angeordnet, die als Führung für das Gewicht G dient. Das Gewicht ruht mit einem an seinem Kopf angebrachten Ansatz abwechselnd auf einer der beiden Wandermuttern; kurz vor der Mitte des Förderzuges setzt es unten auf, kommt dadurch zur Ruhe und geht dann unmittelbar danach auf die andre Mutter über. Auf diese Weise wird es in der ersten Hälfte des Förderzuges nach unten, in der zweiten Hälfte nach oben bewegt, und zwar stets mit der Geschwindigkeit der mitnehmenden Wandermutter, also entsprechend derjenigen des Förderkorbes. Das Gewicht ist durch das Seil s mit dem in dem angebauten Gehäuse M auf- und abgleitenden Kolben K verbunden, der sich in Oel bewegt.

Zu Beginn des Förderzuges steht das Gewicht G in seiner obersten, der Kolben K somit in seiner untersten Stellung. Beim Anfahren bewegt sich das Gewicht nach unten und zieht den Kolben in die Höhe, wobei das Oel von der oberen Kolbenseite durch den Kolben hindurch auf die untere Kolbenseite übertritt, indem sich das in dem Kolben unten angebrachte Plattenventil dabei selbsttätig nach unten öffnet. In der Mitte des Förderzuges wird das von der zweiten Wandermutter übernommene Gewicht wieder in die Höhe gehoben, und nun beginnt die eigentliche Regelung. Beim nunmehrigen Sinken des Kolbens K schließt sich das Plattenventil im Kolben, und das Oel wird von der unteren nach der oberen Kolbenseite durch den Schieber a und den Spalt b hindurchgedrückt. Dieser Spalt kann durch Verstellen des Schiebers a verändert und damit die größte Sinkgeschwindigkeit des Kolbens ganz beliebig und mit großer Genauigkeit eingestellt werden. Solange nun die Geschwindigkeit des Gewichtes G nicht größer ist als die größte Sinkgeschwindigkeit des Kolbens K, bleibt die Seilrolle C in ihrer tiefsten Lage, wie sie das auch während des Niederganges von G, also während der ersten Hälfte des Förderzuges, getan hat. Sobald jedoch das Gewicht eine größere Geschwindigkeit annimmt als der Kolben, wird das Seil schlaff und die Seilrolle durch das am hinteren Arme des sie tragenden Doppelhebels hängende Gewicht Q gehoben. Dieses Heben dauert solange, als ein Geschwindigkeitsunterschied zwischen G und K besteht. Die Hubbewegung wird durch das Gestänge $efgh$ auf den Schieber des Hülfszylinders übertragen, dessen Kolben, wie aus Fig. 12 zu ersehen, in der beschriebenen Weise zunächst das Drosselventil entsprechend schließt und bei Bedarf auch die Bremse anstellt. Dadurch wird die Geschwindigkeit der Maschine soweit verringert, daß der Geschwindigkeitsunterschied zwischen G und K allmählich beseitigt wird. Die Rolle C geht aber nunmehr, sobald die normale Geschwindigkeit erreicht ist, nicht, wie es sonst bei den regelnden Einrichtungen stets der Fall ist, in die Anfangslage zurück, sondern *verbleibt in der erreichten höheren Stellung* und bewirkt somit, daß das Drosselventil und die Bremse so eingestellt bleiben, wie es der jeweiligen Belastung entsprechend zum Erhalten der normalen Geschwindigkeit erforderlich ist.

Um auch die Geschwindigkeit der Maschine gegen Ende des Förderweges selbsttätig zu vermindern, ist die Fläche c des Gewichtes G so ausgebildet, daß die Durchströmöffnung b mittels des Winkelhebels d allmählich verkleinert wird, so daß sich der Kolben K langsamer senken muß. Dementsprechend wird dann die Geschwindigkeit der Maschine selbsttätig der verringerten Sinkgeschwindigkeit des Kolbens K angepaßt und entspricht, da, wie bereits erwähnt, die einmal herbeigeführte Einstellung der Regelvorrichtungen erhalten bleibt, völlig der Form der Fläche c. Da ferner bei diesem Regler die zum Antrieb des Kraftschalters ausgeübte Verstellkraft bei jeder Geschwindigkeit dieselbe bleibt und mit Leichtigkeit auf jeden gewünschten Betrag erhöht werden kann, so werden die Regelorgane immer mit großer Genauigkeit eingestellt. Die Auslaufgeschwindigkeit der Maschine wird daher auch ohne Rücksicht auf die jeweiligen Belastungsverhältnisse aufs genaueste selbsttätig geregelt und ein Aufstauchen des abwärtsgehenden Korbes sowie auch ein gleichzeitiges Uebertreiben des oberen Korbes mit Sicherheit verhütet.

Die Höchstgeschwindigkeit der Maschine kann vom Führerstand aus durch den Fahrhebel auf jeden beliebigen Betrag eingestellt werden. Diesem Zwecke dient der Hebel i, der mit der Achse des Winkelhebels d fest verkeilt ist; beim Anziehen des Fahrhebels wird dieser vom Anschlage l mitgenommen. Dadurch wird d verstellt und die Sinkgeschwindigkeit des Reglerkolbens und damit die Höchstgeschwindigkeit der Maschine, wie vorher beschrieben, geregelt. Am Steuerbock des Fahrhebels ist zur Einstellung eine entsprechende Teilung angebracht.

Das Wesen des Fahrtreglers besteht darin, daß seine Höchstgeschwindigkeit nicht von der Geschwindigkeit, sondern von der Stellung des Fördergefäßes abhängig ist. Dadurch wird es möglich, die Regelorgane selbsttätig nach der jeweiligen Belastung, auch wenn sie negativ ist, so einzustellen, daß unter allen Betriebsverhältnissen eine völlig selbsttätige Regelung erreicht wird.

In welcher Weise diese selbsttätige Regelung bei den verschiedenen Belastungsverhältnissen vor sich geht, soll an Hand der Belastungsdiagramme der Figur 1 kurz beschrieben werden:

I. *Produktenförderung*: Die Maschine arbeitet fortwährend mit positiver Belastung; der Fahrtregler wirkt nur auf das Drosselventil, und die Geschwindigkeit wird lediglich durch Aenderung der Dampfzufuhr geregelt, wenn nicht etwa während der ersten Hälfte des Förderzuges die zulässige Geschwindigkeit zu stark überschritten wird: in diesem Falle muß die Bremse in Tätigkeit treten.

II. *Zweitrümmige Seilfahrt*: Beim Schnittpunkt mit der Nullinie wird die überhängende Belastung eine Beschleunigung der Maschine hervorrufen; die Rolle C wird allmählich steigen und dadurch das Drosselventil bis auf den geringen Manövrierbetrag schließen und die Bremse der Belastung entsprechend anziehen.

III. *Eintrümmige Seilfahrt*: Genau wie bei II, nur wird die Bremse früher in Tätigkeit treten und gegen Ende mit größerer Kraft angezogen werden.

Die vorstehenden Ausführungen sollen einmal die Gründe angeben, weshalb mit den bisherigen Mitteln, besonders wenn sie durch Gegendampf wirken sollen, eine ganz selbsttätige Regelung der Geschwindigkeit bei der Dampffördermaschine in gleicher Weise wie bei der elektrisch angetriebenen För-

[1]) Wird auf eine genaue Regelung auch während der ersten Hälfte des Förderzuges Wert gelegt, so ist dies durch besondere Ausbildung des Fahrtreglers ohne weiteres zu erreichen.

dermaschine bisher nicht oder wenigstens nur unter ganz bestimmten Belastungsverhältnissen erzielt werden konnte; außerdem sollen sie auf eine neue Bauart aufmerksam machen, mit welcher nicht nur eine solche selbsttätige Regelung mit gleicher Sicherheit erzielt werden kann, sondern auch die Bedienung erheblich vereinfacht wird.

Bei den elektrisch angetriebenen Fördermaschinen ist, hauptsächlich infolge der selbsttätigen Regelung, die Geschwindigkeit bei der Seilfahrt von 6 auf 10 m erhöht worden. Da durch die beschriebenen Einrichtungen die Ursachen der bisherigen Seilfahrtunfälle infolge von Stauchen und Uebertreiben bei der Dampffördermaschine ebenfalls beseitigt werden können und die Beanspruchung der Förderseile durch den Fortfall des Gegendampfgebens erheblich günstiger wird, so steht zu hoffen, daß auch für die Dampffördermaschine die gleiche für den Grubenbetrieb jetzt so wichtig gewordene Erhöhung der Seilfahrtgeschwindigkeit demnächst erreicht werden wird. Damit wäre, nachdem durch die neuesten Ausführungen die wirtschaftliche Ueberlegenheit der Dampffördermaschine erwiesen ist[1]), der einzige Vorsprung, den die elektrische Fördermaschine vor der Dampffördermaschine heute noch hat, wieder eingeholt.

Die selbsttätige Regelung der Dampffördermaschine wird, wie vorstehend gezeigt ist, im wesentlichen durch die Verwendung der neuen, völlig regelbaren Bremse bedingt. Eine solche Bremse ist zuerst für die Gewerkschaft »Desdemona« bei Alfeld (Leine) ausgeführt worden und hat sich seitdem in einer bedeutend verbesserten Form in vielen Ausführungen, u. a. von A. Borsig, Tegel, und der Friedrich Wilhelms-Hütte, Mülheim a. d. R., in längerem Betrieb bestens bewährt[2]).

[1]) Z. 1907 S. 1 und 77.

[2]) Das Recht, die neuen Sicherheitsvorrichtungen auszuführen und Lizenzen darauf zu erteilen, besitzt nur die Bergwerksmaschinen-Gesellschaft »Atlas«, Berlin S.W. 11.

Das Bedenken, es möchten die Bremsklötze bei so häufiger Verwendung der Bremse stark in Anspruch genommen werden und daher erhebliche Ausbesserungskosten bedingen, ist unbegründet; denn z. B. bei amerikanischen Fördermaschinen, welche die Nordberg Manufacturing Company, Milwaukee, Wis., in großer Zahl in Kupfergruben mit großen Teufen ausgeführt hat[1]), werden die Bremsklötze, obgleich die Maschinen bei jedem Förderzuge stark gebremst werden, doch nur jährlich höchstens einmal bei ununterbrochener äußerst flotter Förderung erneuert.

Die Verbindung mit dem Fahrtregler bezweckt hauptsächlich, unter allen Belastungsverhältnissen eine selbsttätige Regelung zu erzielen. Wenn hierauf verzichtet wird, so genügt die Anbringung der Bremse, die sich bei jeder Maschine ohne Schwierigkeit bewerkstelligen läßt, und des Anfahrreglers, um die Betriebsicherheit der Anlage wesentlich zu erhöhen; damit fällt das Gegendampfgeben fort, die Bedienung der Maschine wird einfacher und der Maschinist wird infolgedessen stark entlastet.

Aber nicht nur die Betriebsicherheit, sondern auch die Wirtschaftlicheit der Anlage wird durch die Verwendung der Bremse erhöht, besonders bei solchen Anlagen, die mit nicht ganz modernen Steuerungen versehen sind. Zahlreiche Versuche haben nämlich ergeben, daß das Umsetzen der Förderkörbe bei Verwendung der Bremse erheblich schneller vor sich geht; durch diese Verringerung der für das Umsetzen erforderlichen Zeit wird aber die Anzahl der in der Stunde möglichen Züge und damit die Leistungsfähigkeit der Maschine gesteigert.

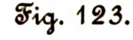
[1]) Vergl. Z. 1900 S. 448 und 1904 S. 959.

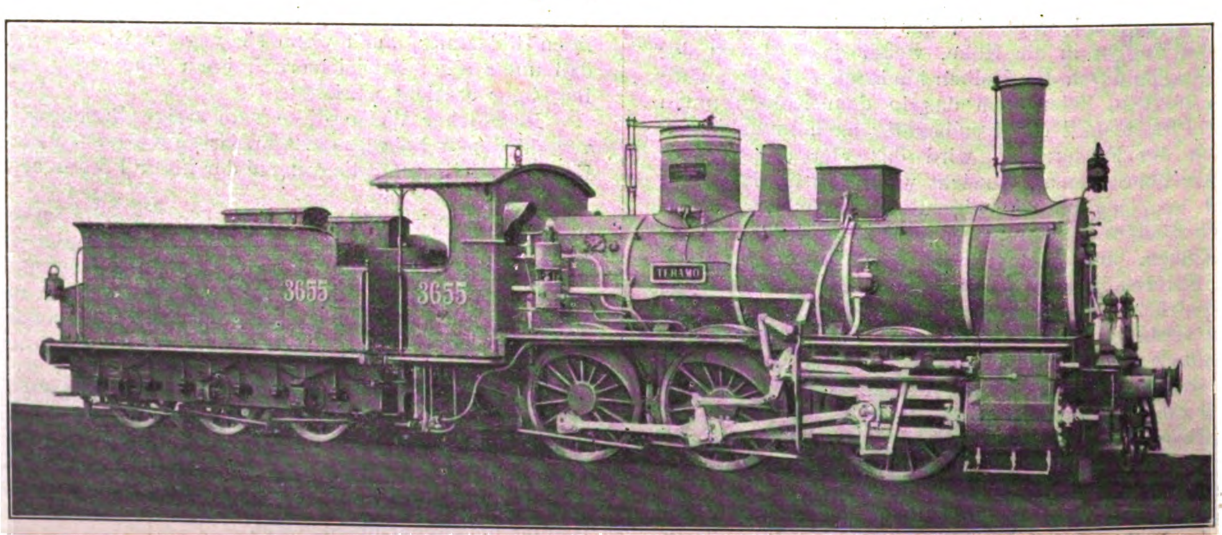
Die Eisenbahnbetriebsmittel auf der Ausstellung in Mailand 1906.

Von **Metzeltin**, Regierungsbaumeister a. D.

(Fortsetzung von S. 1383)

Fig. 123 und 124. $^3/_3$-gekuppelte Güterzug-Verbundlokomotive der Italienischen Staatsbahn, gebaut von den Construzioni Meccaniche in Saronno.


Fig. 123.



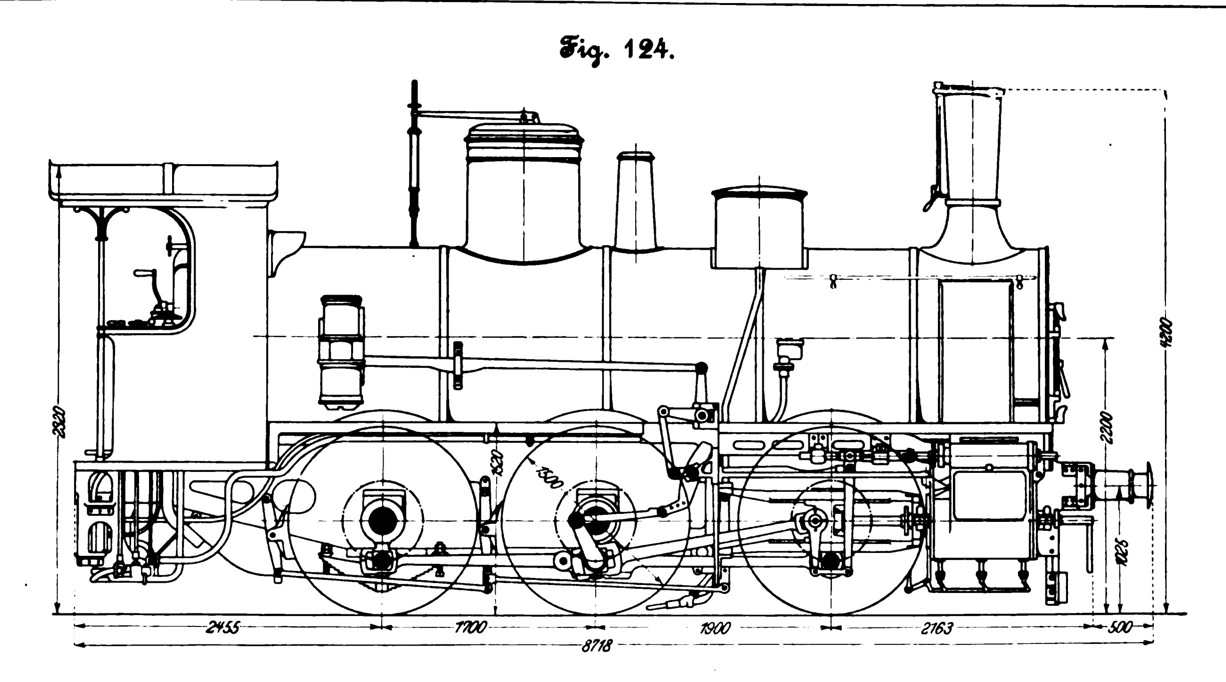
22) $^3/_3$-gekuppelte Güterzug-Verbundlokomotive der Italienischen Staatsbahn, Nr. 3620, gebaut von den Construzioni Meccaniche in Saronno; Fig. 123 und 124.

Gegenüber den meisten deutschen Ausführungen von $^3/_3$-gekuppelten Güterzuglokomotiven zeichnet sich diese Lokomotive durch die verhältnismäßig großen Treibräder von 1500 mm Dmr. aus. Sie ist auf dem Studienbureau der Strade Ferrate del Mediterraneo entworfen und bereits in einer großen Anzahl ausgeführt.

Der Kessel hat 1,9 qm Rostfläche und 131,54 qm Heizfläche. Zweckmäßigerweise ist der Dampfdurck gegenüber den sonstigen ähnlichen Lokomotiven auf 14 at bemessen. Das Triebwerk ist in der üblichen Art und Weise ausgeführt.



Fig. 124.



Die Steuerung ist die Heusingersche. Die Anfahrvorrichtung, Bauart Gölsdorf, ist derart eingerichtet, daß bei Füllungen von über 60 vH Frischdampf in die Niederdruckzylinder eintritt. Dadurch, daß die Hängestangen auf der einen Seite länger gemacht sind, erhält der Niederdruckzylinder rund 10 vH mehr Füllung als der Hochdruckzylinder. Bei weit ausgelegter Steuerung vermindert sich diese Mehrfüllung derart, daß einer Füllung von 83 vH im Hochdruckzylinder eine solche von 89 vH im Niederdruckzylinder entspricht. Um jedoch mit Rücksicht auf die Anfahrvorrichtung eine für alle Kurbelstellungen günstige Anfahrkraft zu erhalten, hat man den Hochdruckschieber auf eine Läge von 30 mm mit einer um 10 mm geringeren Ueberdeckung versehen, so daß sich bei ihm tatsächlich größte Füllungen von 87 vH ergeben.

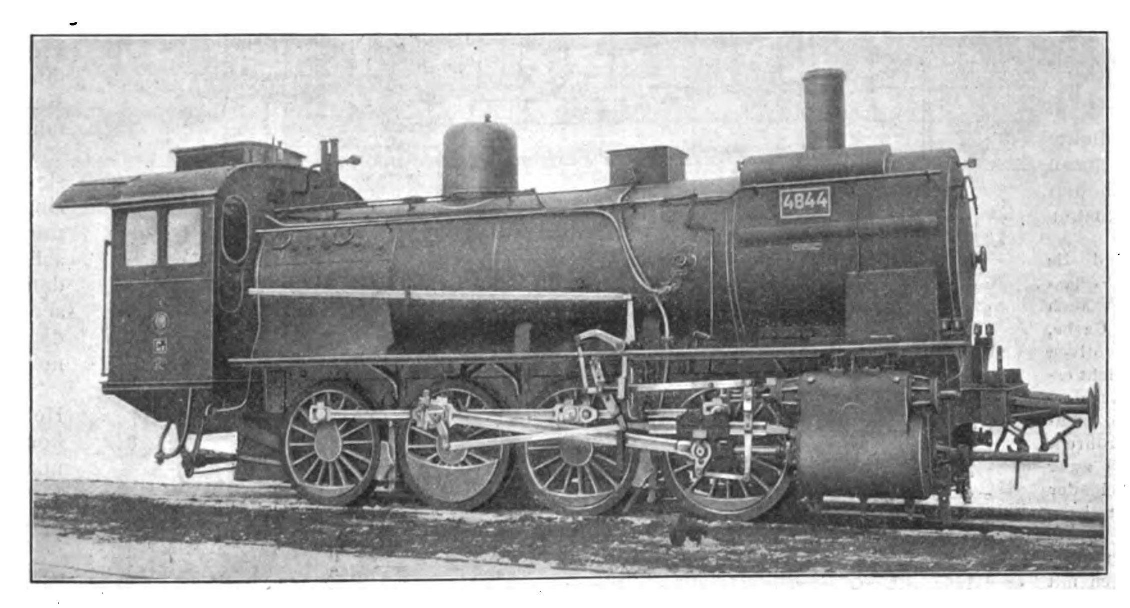
Mit Rücksicht auf die Größe der Räder ist die zulässige Geschwindigkeit dieser Lokomotivgattung auf 65 km/st bemessen; sie dient insbesondere zur Beförderung von gemischten Zügen, teilweise aber auch von Personenzügen. Die Lokomotive ist daher mit allen für letzteren Zweck erforderlichen Einrichtungen versehen, also einer Dampfheizeinrichtung, Bauart Haag, sowie selbsttätiger und nicht selbsttätiger Westinghouse-Bremse. Ferner ist sie ausgerüstet mit Nathan-Schmiervorrichtung für Zylinder und Schieber, Sandstreuer, Bauart Rihosek, und zwei Sicherheitsventilen, Bauart Coale, neben den gewöhnlichen beiden Sicherheitsventilen.

Züge von 320 t wurden bei Versuchsfahrten auf Steigungen von 1:100 anstandslos mit 30 km Geschwindigkeit geschleppt.

Aehnliche Lokomotiven finden im Auslande, besonders in Rumänien und Portugal, vielfach Verwendung. In Deutschland sind $^3/_3$-gekuppelte Lokomotiven mit hohen Treibrädern meines Wissens nur in früheren Jahren für die Thüringische Eisenbahn und für die Badische Staatsbahn ausgeführt worden.

Fig. 125.

$^4/_4$-gekuppelte Güterzug-Heißdampflokomotive der Preußischen Staatsbahn, gebaut von der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan.



23) $^4/_4$-gekuppelte Güterzug-Heißdampflokomotive der Preußischen Staatsbahn, Hannover Nr. 4001, gebaut von der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan in Stettin; Fig. 125.

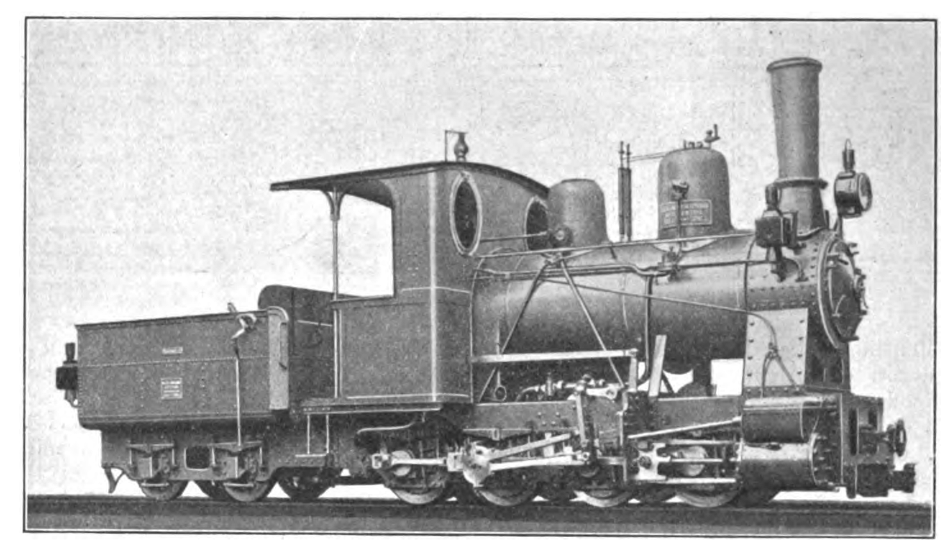
Gegenüber der in Z. 1902 S. 198 beschriebenen gleichen Lokomotive ist die bessere Ausgestaltung des Schmidtschen Rauchkammerüberhitzers genau wie bei der unter Nr. 2 dieses Berichtes beschriebenen Lokomotive zu erwähnen. Auch der Zylinderdurchmesser ist bei dieser Lokomotivgattung allmählich von 550 mm auf 600 mm gebracht. Da, wie bereits früher erwähnt, der Schmidtsche Rauchkammer-

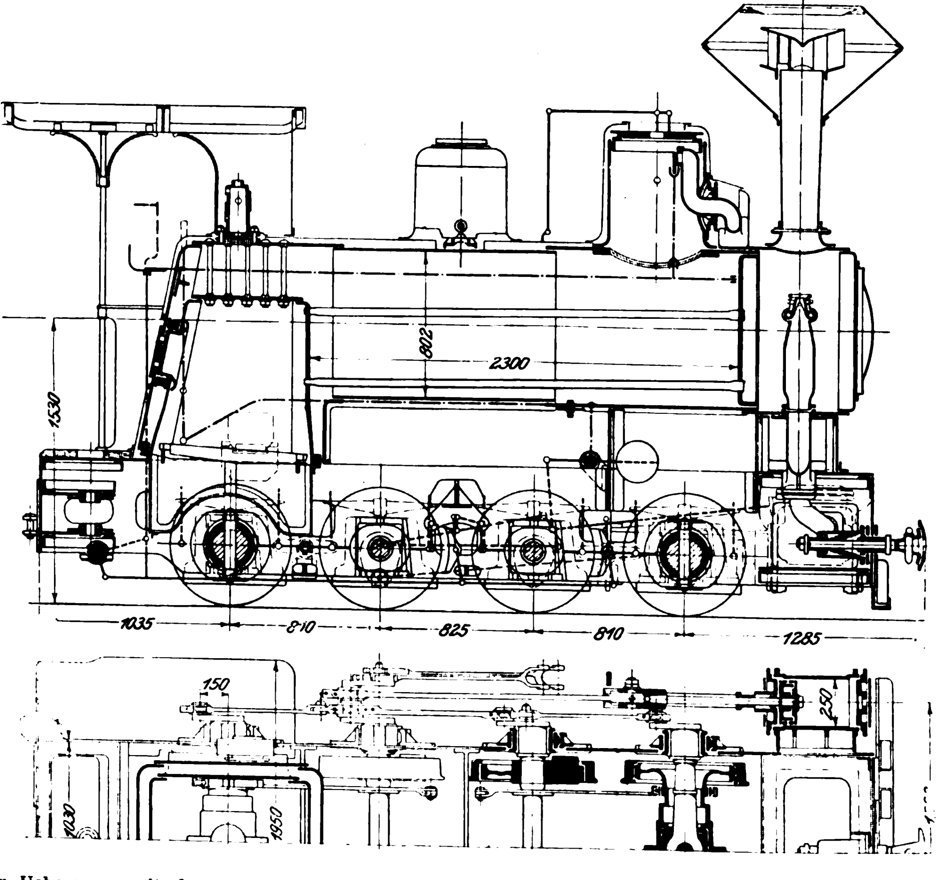
überhitzer nicht mehr gebaut wird[1]) und das Triebwerk aus dem Werke von Garbe hinreichend bekannt sein dürfte, so erübrigt sich eine ausführliche Beschreibung dieser Lokomotive.

Da gerade diese Lokomotivgattung bereits in großer Zahl beschafft ist, so liegen auch schon ziemlich sichere Betriebsergebnisse gegenüber den ähnlichen Naßdampf-Zwillings- und Verbundlokomotiven vor. Nach den dreimonatigen Betriebsversuchen der Eisenbahndirektion Saarbrücken hat auf den Flachlandstrecken die Naßdampf-Zwillingslokomotive 18 vH, die Verbundlokomotive 7,5 vH, auf den Hügellandstrecken erstere 25,7, letztere 12,9 vH mehr Kohlen gebraucht. Wenn sich auch die neueren Heißdampflokomotiven bei dem größeren Zylinderdurchmesser namentlich für Hügellandstrecken noch besser bewähren werden, so bleibt immerhin zu bedenken, daß der Preis der Heißdampflokomotive gegenüber der Verbundlokomotive rd. 7000 *M* = 11 vH, gegenüber der Zwillingslokomotive um rd. 9000 *M* = 15 vH höher ist[2]). Auf Flachlandstrecken wird daher die Wirtschaftlichkeit der Heißdampf-Zwillingslokomotive gegenüber der Naßdampf-Verbundlokomotive, selbst wenn man die jährlichen Unterhaltungskosten der Ueberhitzereinrichtung nur mit 5 vH veranschlagt, fraglich. Die Wirtschaftlichkeit wird natürlich um so besser, je hügeliger die zu befahrenden Strecken sind. Die neueren Heißdampflokomotiven werden im Dauerbetriebe, namentlich auf Hügellandstrecken, vermutlich eine größere Ersparnis ergeben. Der oben angenommene Satz von 5 vH dürfte aber meines Erachtens die Unterhaltungskosten bei weitem nicht decken. Zu beachten ist auch, daß die Ueberhitzereinrichtung auch verzinst und abgeschrieben werden muß.

Fig. 126 bis 128.

4/4-gekuppelte Güterzuglokomotive der Ungarischen Staatseisenbahnen, gebaut von der Maschinenfabrik der Ungarischen Staatseisenbahnen.





25) 4/4-gekuppelte Güterzug-Lokomotive für 760 mm Spurweite mit radial einstellbaren Endachsen, gebaut von der Maschinenfabrik der Ungarischen Staatseisenbahnen, Budapest; Fig. 126 bis 128.

Die erste und die vierte Achse dieser kleinen Lokomotive sind nach Bauart Lindner ausgeführt, und zwar sind diese beiden Achsen durch ein Gestänge zwangläufig verbunden, um einen ruhigen Gang der Räderpaare zu sichern. Bei einem Gesamtradstand von 2445 mm und einem festen Radstand von nur 825 mm kann die Lokomotive Krümmungen von 20 m Halbmesser durchfahren.

Der Kessel besteht trotz seiner geringen Länge von nur 2300 mm zwischen den Rohrwänden aus zwei Schüssen; die Hinterwand der Feuerkiste ist geneigt.

Zur Feuerung soll Holz dienen; die Lokomotive ist daher mit einem Klitzschen Funkenfänger ausgerüstet. Der Wasserstandanzeiger ist von Klingerscher Bauart.

Nicht nur der Tender, sondern auch die Lokomotive ist mit Bremse versehen, und zwar wirkt die Handspindelbremse an letzterer auf die zweite und die dritte Achse. Der kleine zweiachsige Tender von 2 cbm Inhalt bietet nichts Bemerkenswertes.

26) 4/5-gekuppelte Güterzug-Verbundlokomotive für die Anatolische Eisenbahn, Nr. 127, gebaut von A. Borsig, Tegel bei Berlin; Fig. 129 bis 132.

An Stelle der bisher für den Dienst auf den Strecken der Anatolischen Eisenbahn, welche Steigungen bis 25½ vT

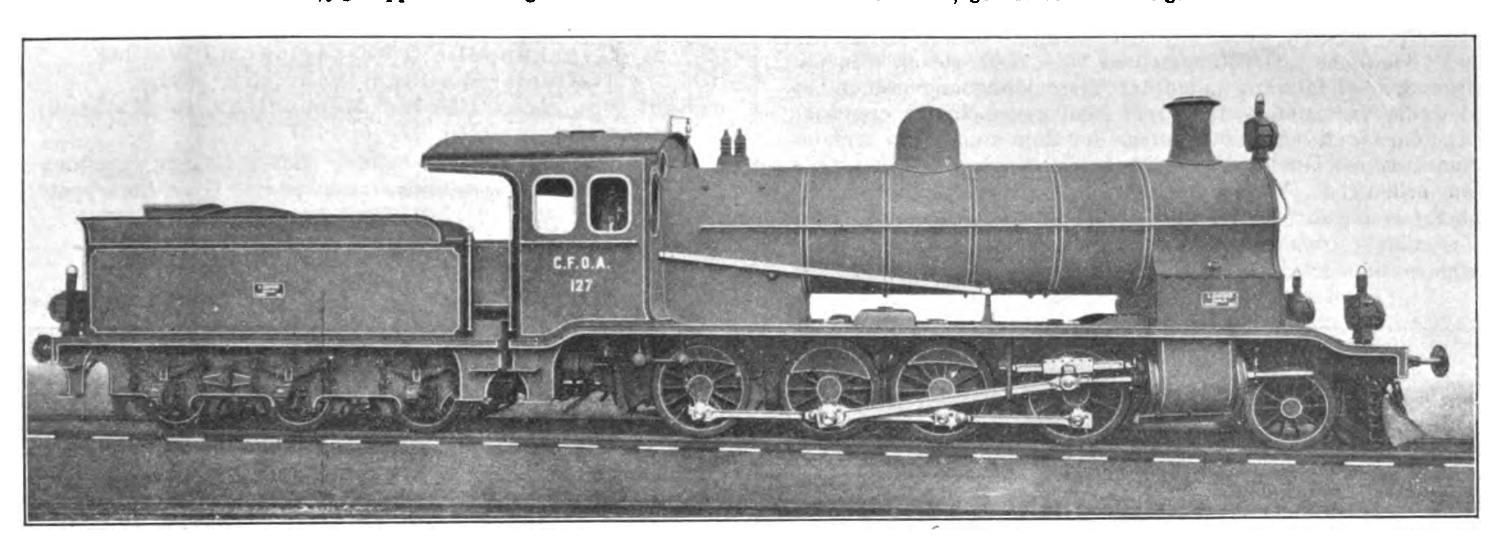
[1]) Leider sind die Gründe für das Verlassen dieser Bauart auch in dem Werke von Garbe, »die Dampflokomotiven der Gegenwart« nicht erörtert. Es heißt dort nur (S. 193): Dieser (nämlich der Rauchröhrenüberhitzer) wurde zwar nicht sofort bei der preußischen Staatseisenbahnverwaltung eingeführt, weil erst gewisse Erfahrungen mit dem Rauchkammerüberhitzer abgewartet werden sollten. Dies klingt so, als ob man sich schon lange vor dem tatsächlich erst Mitte 1906 erfolgten endgültigen Uebergang mit der Absicht getragen habe, die Rauchkammerüberhitzer zu verlassen.

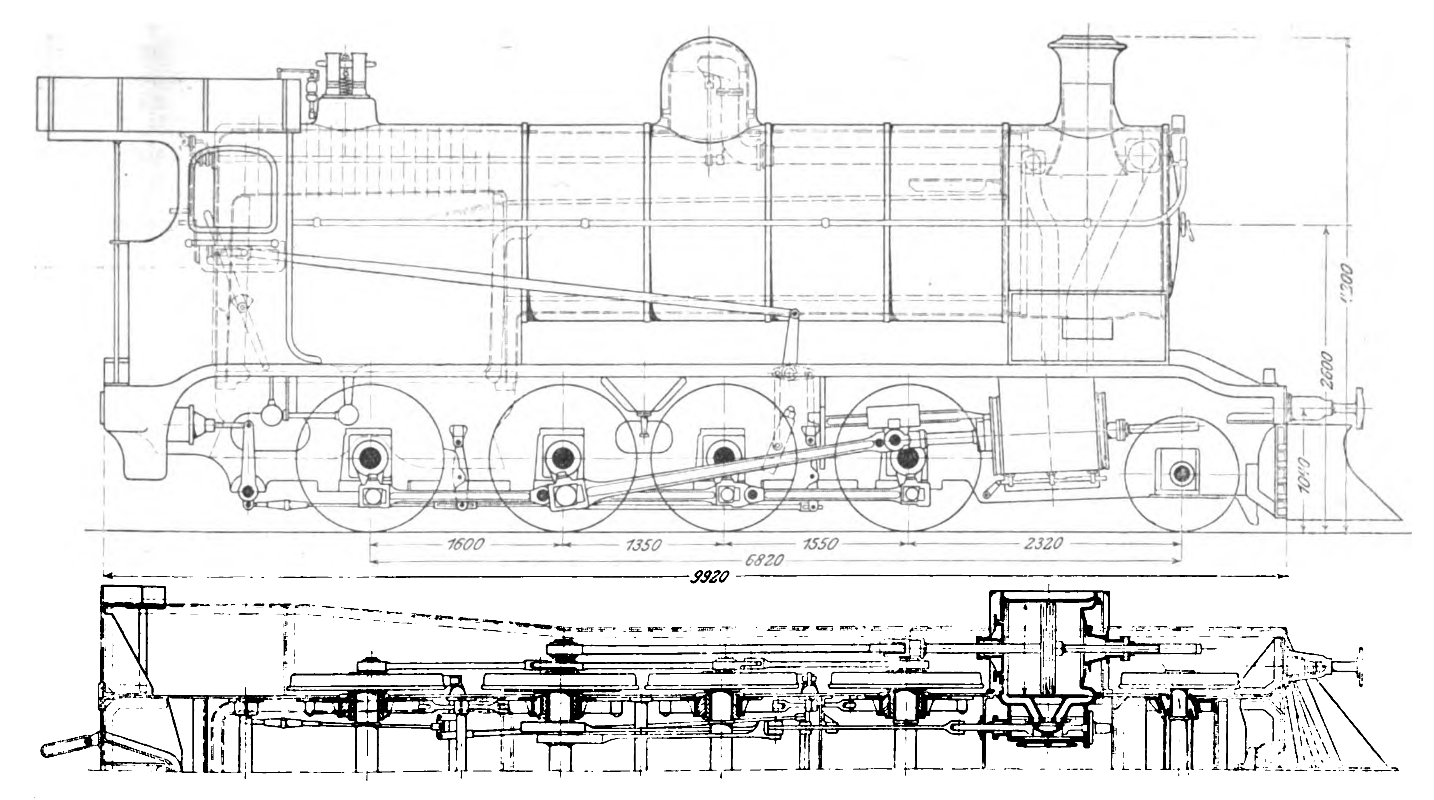
Ein Nachteil ist die Schwierigkeit einer dauernd dicht zu haltenden Verbindung des Flammrohres mit der Feuerbüchs-Rohrwand. Bedenklich ist die Anwendung des Flammrohres bei starkem Kesselsteinabsatz, sofern bei dem Auswaschen nicht stets darauf geachtet wird, daß der Raum zwischen Flammrohr und Kesselboden vollkommen frei ist. Wird nicht regelmäßig ausgewaschen, so besteht die Gefahr des Erglühens des Flammrohres auf der unteren Seite.

[2]) Vgl. Z. 1904 S. 1358.

Fig. 129 bis 132.

$^4/_5$-gekuppelte Güterzug-Verbundlokomotive der Anatolischen Bahn, gebaut von A. Borsig.





aufweisen, verwendeten $^3/_4$- und $2 \times ^2/_2$-gekuppelten Güterzuglokomotiven wurde im Jahre 1904 eine Reihe von $^4/_5$-gekuppelten Verbund-Güterzuglokomotiven beschafft, deren Ausführung A. Borsig übernommen hatte. Eine zu einer Nachlieferung gehörige Lokomotive gleicher Bauart war in Mailand ausgestellt.

Der Kessel weist nichts Bemerkenswertes auf. Auffallend ist seine hohe Lage, nämlich 2600 mm mit Kesselmitte über Schienenoberkante. Infolgedessen ist, wie aus Fig. 129 ersichtlich, zwischen Rahmen und Kesselunterkante ein hoher freier Raum vorhanden, der bequeme Zugänglichkeit zu den innen liegenden Steuerteilen gewährt; auch die Auswaschluken sind gut zugänglich.

Wegen ihres großen Durchmessers mußten die Niederdruckzylinder schräg gelegt werden. Die Steuerung mit Allan-Kulisse liegt innen.

Als Anfahrvorrichtung dient ein Dultz-Ventil, das in einem Kasten über den Zylindern in Plattformhöhe untergebracht und durch die Rauchkammerbekleidung vollständig verdeckt ist.

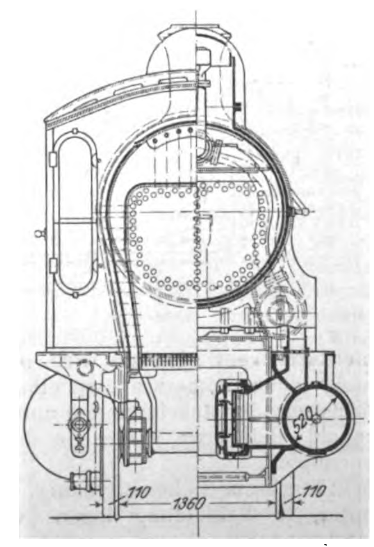
Da die kleinsten vorkommenden Krümmungen noch 200 m Halbmesser aufweisen, genügte es, der zweiten und vierten Achse 11 bezw. 13 mm seitlichen Spielraum zu geben, während die vordere Laufachse, die sich radial einstellen kann, um 45 mm nach jeder Seite ausschlagen kann.

Folgende Ausrüstungsteile der Lokomotive seien erwähnt:

Dampfbremse, auf die zweite und vierte gekuppelte Achse wirkend,

Friedmannsche Injektoren,

Geschwindigkeitsmesser, Bauart Haushälter,



Friedmannsche Schmierpresse für die Schieber und Kolben, zwischen den Rahmen vor der Feuerbüchse sitzend und von einem der Exzenterbügel angetrieben und

Sandstreuer, Bauart Gresham.

Sämtliche Rohrleitungen und Züge sind, soweit dies nur irgend möglich war, unter der Verkleidung angeordnet, so daß die Lokomotive in ihrem Aeußeren sehr an englische Ausführungen erinnert. Selbst der Zug zum Dultz-Anfahrventil ist so versteckt angebracht, daß er von außen nicht zu sehen ist. Wenn auch das Aussehen der Lokomotive hierdurch sehr gehoben wird, so ist der Wert dieser Anordnung doch immerhin zweifelhaft; insbesondere ist die Anbringung der Rohrleitungen unter der Verkleidung unbequem, sobald sich etwa Fehler in den Rohren finden oder Rohre verstopfen.

Englische Lokomotivbauer, die diese Leitungen fast stets unter die Bekleidung legen, wählen meist größere Wandstärken dafür, als bei uns üblich.

Die Lokomotive befördert Züge von 200 t Gewicht auf Steigungen von 25 vT mit 18 km/st; auf Steigungen von 14 vT können Züge von 400 t gefahren werden.

27) 4/6-gekuppelte Güterzuglokomotive der Italienischen Staatsbahn, Nr. 7531, gebaut von den Officine Meccaniche in Mailand; Fig. 133 bis 137.

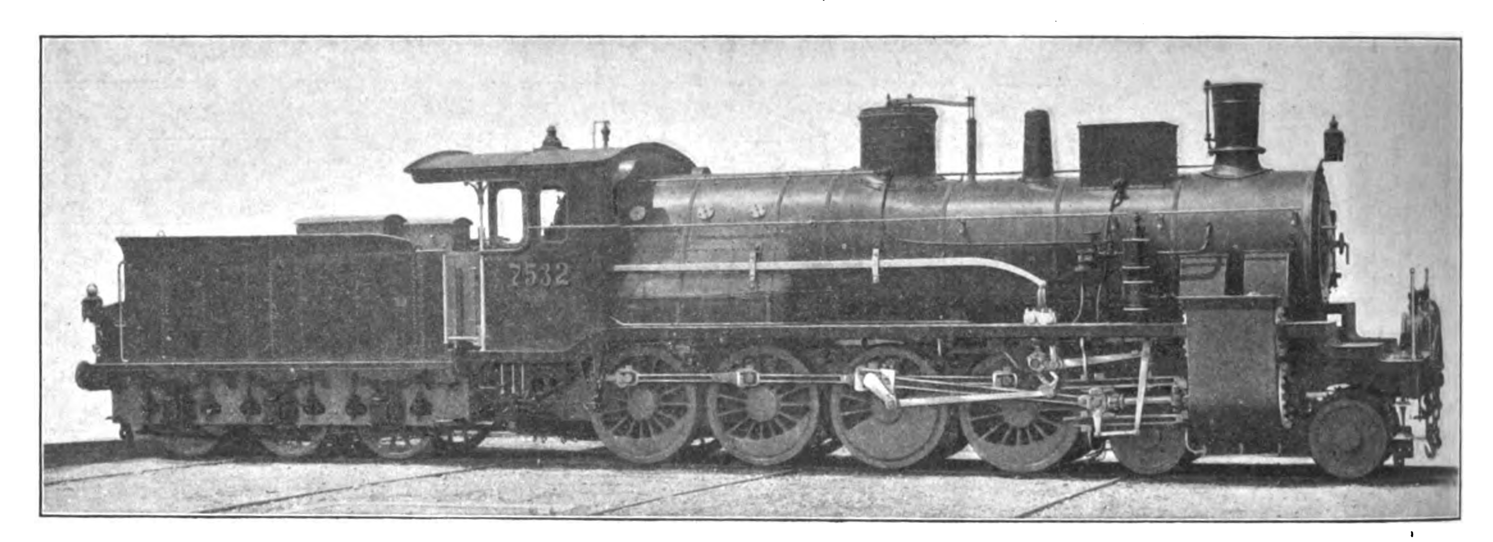
Veranlassung zur Beschaffung dieser Lokomotivgattung gaben die Betriebsverhältnisse der neuen Giovi-Linie, die einen Teil der äußerst verkehrsreichen Strecken Mailand- bezw. Turin-Genua bildet. Ueber die lange Steigung von 60 vT sind nicht nur schwere Güterzüge, sondern auch sehr schwere Personenzüge zu befördern.

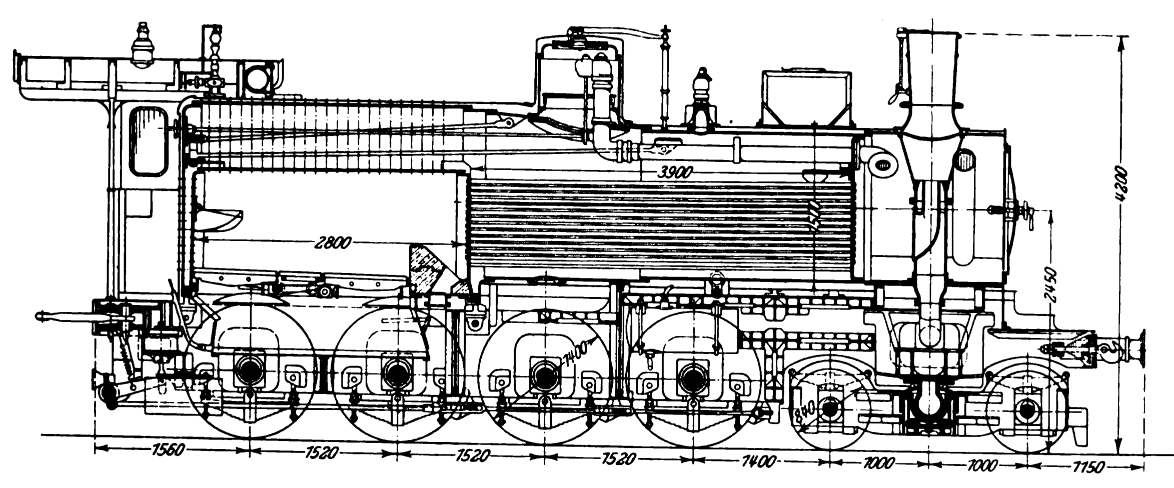
Die ersten Lokomotiven dieser Art gelangten 1902 zur Ausführung; sie schleppen einzelne Personenzüge auf der genannten Strecke mit Geschwindigkeiten bis zu 45 km, auf den anschließenden Strecken bis zu 60 km und zu zweien Güterzüge von 500 t mit 30 km Geschwindigkeit.

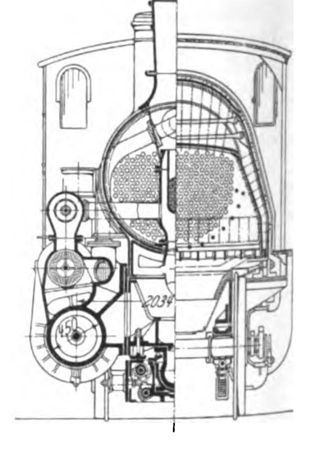
Der Kessel zeichnet sich durch seine 2800 mm lange und 2000 mm breite, aber sehr flache Feuerbüchse aus; die mangelnde Tiefe ist durch Anordnung einer Feuerbrücke 600 mm vor der Rohrwand ersetzt.

Fig. 133 bis 136.

4/6-gekuppelte Güterzuglokomotive der Italienischen Staatsbahn, gebaut von den Officine Meccaniche in Mailand.







Schnitt durch die Rauchkammer | Schnitt durch die Feuerbrücke

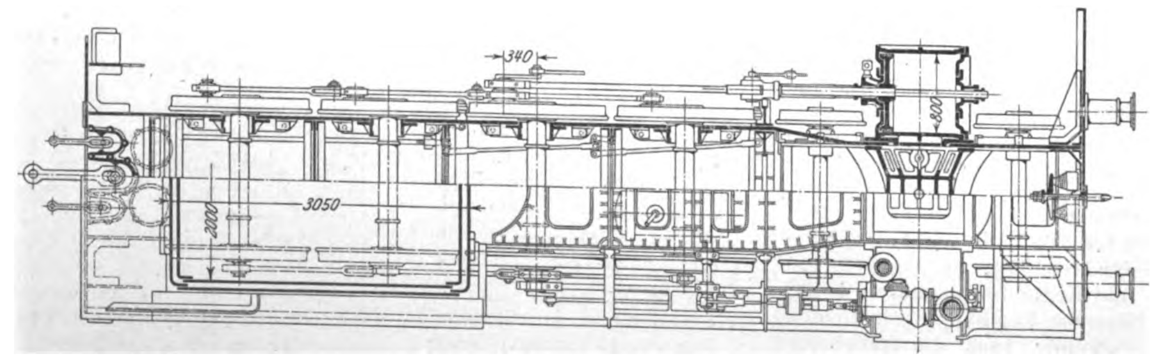


Fig. 137. Tender.

Die Rahmen sind außergewöhnlich stark versteift; um die 800 mm weiten Niederdruckzylinder unterbringen zu können, mußte man sie vorn von 1220 mm auf 980 mm Abstand einziehen. In der Zylinderebene ist der Rahmen durch ein kräftiges Stahlformgußstück versteift, das gleichzeitig die Last auf das Drehgestell zu übertragen hat.

Die Hochdruckzylinder sind mit Kolbenschiebern, die Niederdruckzylinder mit Flachschiebern ausgestattet. Die ersten 30 Lokomotiven hatten eine Anfahrvorrichtung von v. Borries, während die neueren mit einer Gölsdorfschen versehen sind.

Entsprechend dem Verwendungszweck ist diese Lokomotive mit selbsttätiger und nicht selbsttätiger Westinghouse-Bremse, Dampfheizeinrichtung, Geschwindigkeitsmesser von Haushälter und Preßluftsandstreuer ausgerüstet.

Der 13 cbm Wasser fassende Tender, Fig. 137, ist sehr gedrungen gebaut. Zu dem hufeisenförmigen Wasserbehälter tritt ein weiterer, einerseits in den Raum im Hufeisen, anderseits zwischen die Räder hinabreichender Wasserraum.

Fig. 139. Versuchfahrt vom 26. April 1905 von Oetringen bis Landweiler-Contern. Lokomotive Nr. 997. Witterung: feucht, trübe, wenig Wind.

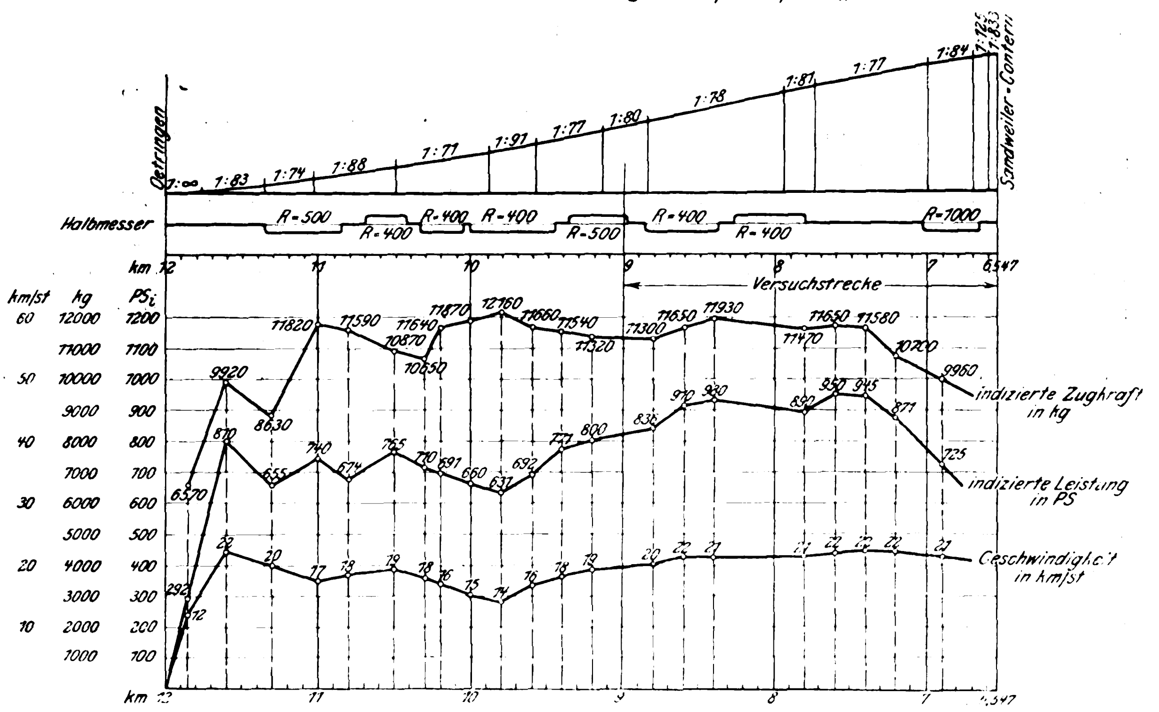
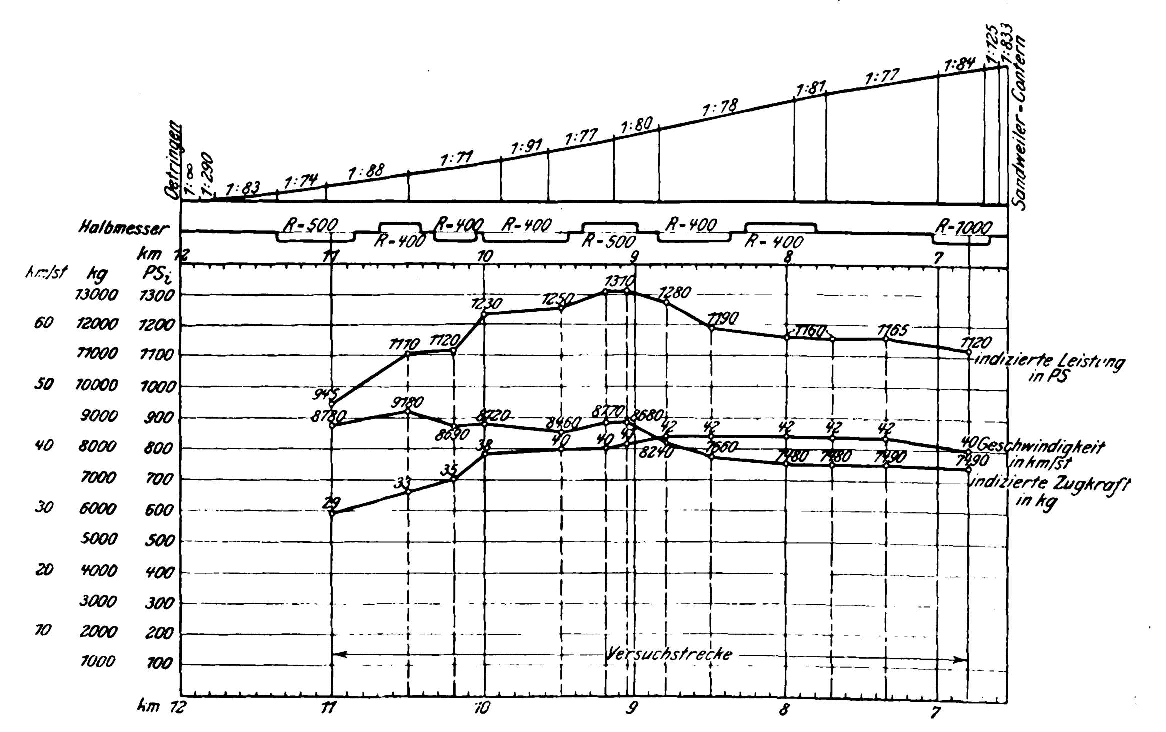


Fig. 140. Versuchfahrt vom 28. April 1905 von Oetringen bis Landweiler-Contern. Lokomotive Nr. 997. Witterung: etwas windig, klar.



29) $^5/_6$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Reichseisenbahnen, Nr. 1000, gebaut von der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft in Grafenstaden; Fig. 138 bis 152.

Diese Lokomotive habe ich bereits mehrfach erwähnt[1]), so daß ich von einer ausführlichen Beschreibung hier absehen kann.

Nachgetragen sei, daß das Bissel-Gestell 50 mm Ausschlag nach jeder Seite gestattet. Die zweite und die fünfte Achse haben normale Spurkränze; diejenigen der dritten und der vierten Achse sind in der Höhe um 2 mm, in der Breite um 8 mm verschwächt, während die letzte Achse 15 mm Spielraum nach jeder Seite hat.

An jeder Treib- und Kuppelachse sind die drehenden Massen im vollen Betrag ausgeglichen, und für die hin- und hergehenden Massen ist ein Ausgleich im halben Betrage vorgesehen; dabei sind die erforderlichen Gewichte gleichmäßig auf alle gekuppelten Räder verteilt.

In Mailand war neben der Lokomotive

[1]) Z. 1904 S. 1630 und 1906 S. 156.

Zusammenstellung 6.

Versuch Nr.		1	2	3	4
Steigung	vT	15	12,6	12,6	12,6
Gewicht des Zuges	t	515	605	541	356
» der Lokomotive	»	110	110	110	110
Geschwindigkeit	km/st	16	20	30	41
Zugkraft berechnet [1]	kg	10 720	11 000	10 200	7 700
» indiziert	»	11 350	11 500	9 800	8 240
Leistung berechnet	PS	635	816	1 150	1 170

Versuch Nr.		1	2	3	4
Leistung indiziert	PS	680	850	1 085	1 240
indizierte Leistung für 1 qm Rostfläche	»	246	307	392	448
indizierte Leistung für 1 qm Heizfläche [2]	»	3,2	3,9	5,0	5,8
Anzahl der Radumdrehungen in der Minute		1,06	1,34	2,0	2,85

[1]) nach der Formel $W = 2,4 + \frac{V^2}{1300} + n$. Der nicht unerhebliche Kurvenwiderstand ist nicht berücksichtigt.

[2]) Heizfläche der Serve-Rohre mit 0,85 bewertet.

Zusammen-

lfd. Nr.		30	31	32	33	34	35	36	37	38
Betriebsnummer		—	—	8	7	2232	390	370	419	12
Bahn		—	—	Fossano-Mondovi	Verona-Garda	Französische Nordbahn	Belgische Vizinalbahnen			Bari-Locorotondo
Spurweite	mm	1435	1435	1000	1435	1435	1000	1000	1000	1435
Bauart		$^2/_2$-T.	$^2/_2$-Str.	$^2/_2$-T.	$^2/_2$-T.	$^2/_6$-T.	$^3/_3$-Str.	$^3/_3$-Str.	$^3/_3$-T.	$^3/_3$-T.
Ueberhitzer		—	—	—	—	—	—	—	—	—
Fabrikant		Cail	Breda	Breda	Henschel	Bahnwerkstatt	Boussu	Louvain	St. Léonard	St. Léonard
Fabrikjahr		1906	1906	1906	1906	1906	1905	1905	1906	1906
Fabriknummer		2783	806	809	7494	—	170	54	1440	1447
Zahl der Zylinder		2	2	2	2	2	—	2	2	2
Anordnung der Zylinder		außen	innen	außen	außen	außen	außen	außen	außen	außen
Zylinderdmr.	mm	270	245	285	290	430	280	350	280	360
Kolbenhub	»	260	300	400	460	600	360	360	380	550
Schieberbauart		—	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber	Flachschieber
Steuerung		Joy	Allan *i*	Allan *a*	Allan *a*	Heusinger *a*	Heusinger	Heusinger *a*	Heusinger *a*	Heusinger *a*
Treibraddmr.	mm	615	800	1000	900	1664	832	850	810	1200
Radstände	mm	1600	1400	1600	2100	1800 + 2020 + 1780 + 1350 + 1800 = 8750	900 + 900 = 1800	1000 + 1000 = 2000	950 + 950 = 1900	1650 + 1650 = 3300
Rost Länge	mm	—	830	750	920	1782	1027	1358	—	—
Rost Breite	»	—	800	692	906	1073	704	700	—	—
Rost Fläche R	qm	0,905	0,66	0,52	0,8	1,8	0,72	0,95	0,75	1,77
Heizfläche Feuerbüchse Hf	»	6,15	2,95	2,25	3,7	9,4	4,0	5,62	3,48	6,5
Heizfläche Rohre	»	16,43	20,0	25,80	43,3	94,2	28,13	42,02	28,9	60,7
Heizfläche Ueberhitzer	»	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Heizfläche gesamt	»	22,58	22,95	28,05	47	103,6	32,13	47,64	32,4	67,2
Rohre Baustoff		Eisen	Eisen	Eisen	Eisen	Serve-Rohre	Messing	Eisen	—	—
Rohre Zahl		102	129	111	116	93	160	191	123	140
Rohre Dmr.	mm	54/60	33/38	34/39	41/46	65/70	35/40	35/40	36/41	40/45
Rohre Länge	»	950	1500	2200	2900	3170	1600	2054	2080	3450
$Hf : H$		1 : 24,9	1 : 34,7	1 : 54	1 : 58,8	1 : 57,8	1 : 44,6	1 : 50,1	1 : 43,2	1 : 38
$R : H$		1 : 3,67	1 : 7,75	1 : 12,5	1 : 12,7	1 : 11,1	1 : 8,0	1 : 8,85	1 : 9,3	1 : 10,3
Kessel Form		stehend	glatt	glatt	glatt	Belpaire	—	Belpaire	Belpaire	Belpaire
Kessel Mitte über S.-O.	mm	—	1 730	1 916	1 800	2 600	1 406	1 610	1 685	2 020
Kessel Blechstärke	»	16	16,5	14	13	14	13	16 $^1/_2$	—	—
Kessel Dmr.	»	1 222	912	966	1 026	1 320	1 030	1 200	—	1 168
Kessel Dampfdruck	at	12	12	12	12	16	12	12	12	14
Leergewicht	kg	13 000	10 800	15 200	15 200	49 000	17 000	24 000	16 000	29 500
Dienstgewicht 1. Achse	kg	9 000	7 500	9 150	10 500	} 15 500	6 900	9 000	6 700	12 400
Dienstgewicht 2. »	»	9 000	7 500	9 150	10 500		6 900	9 000	6 700	12 300
Dienstgewicht 3. »	»	—	—	—	—	16 000	7 000	9 000	6 600	12 300
Dienstgewicht 4. »	»	—	—	—	—	16 000	—	—	—	—
Dienstgewicht 5. »	»	—	—	—	—	} 15 500	—	—	—	—
Dienstgewicht 6. »	»	—	—	—	—		—	—	—	—
Dienstgewicht 7. »	»	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Gesamtgewicht	»	18 000	15 000	18 300	21 000	63 000	20 800	27 000	20 000	37 000
Reibungsgewicht	»	18 000	15 000	18 300	21 000	32 000	20 800	27 000	20 000	37 000
Zugkraft Z	»	2 215	1 620	2 340	3 090	6 400	2 440	3 740	2 640	4 990
zugelassene Geschwindigkeit	km	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Wasserraum	t	3,35	1,7	1,6	2,3	7,0	2,08	2,6	2,0	4,0
Kohlenraum	kg	750	510	170	850	3 500	255	840	500	1 200

Zusammenstellung 7. Ausgeführte 5/6-gekuppelte Lokomotiven.

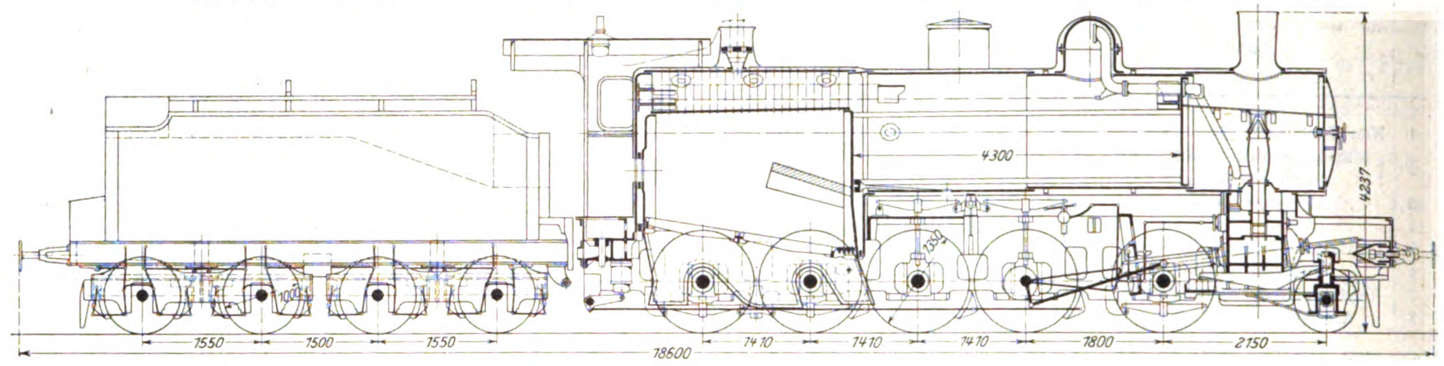
	Bahn	Baujahr	Bauart	Fabrik	Spur mm	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Rad-Dmr. mm	Radstand mm	Rostfläche qm	Heizfläche qm	Gewicht t	Reibungsgewicht t
1	New York Lake Erie and W.	1893	Vauclain-Verbund	Baldwin	1435	407/686	712	1271	8310	3,3	206	88	78
2	Minneapolis-St. Paul and Sault St. Marie	1900	» »	»	1435	433/711	813	1397	8534	3,5	251	94	84
3	Atchison-Topeka	1902	Tandem-Verbund	Schenectady	1435	445/762	864	1448	8814	5,5	392	118	105
4	» »	1902	Vauclain-Verbund	Baldwin	1435	483/813	813	1448	9093	5,4	419	122	108
5	Central Norte Argent.	1905	Mallet	Borsig	1000	330/520	550	1300	8995	3,0	140	48	42
6	Reichseisenbahn	1905	Vierzylind.-Verbund	Grafenstaden	1435	390/600	650	1350	8180	2,8	215	78	70
7	Oesterreichische Staatsbahn	1906	» »	Staatsbahnfabrik	1435	370/630	720	1450	8670	4,6	234	78	69
8	Argent. Great-Western	1906	Zwilling	Stephenson	1676	495	732	1360	8280	3,3	204	81	72

stellung 8.

39	40	41	42	43	44	45	46	47	48
4552 (6301)	8851	8351	9112	1016	3911	178. 36	50	1706	6121
K. E. D. Hannover	Italienische Staatsbahn		Italienische Staatsbahn	Reichseisenbahn	Französische Ostbahn	Oesterreich. Staatsbahn	Niederösterreich. Landesbahn	K. E. D. Essen	Französische Nordbahn
1435	1435	1435	1435	1435	1435	1435	1000	1435	1435
3/3-T.	3/3-T. Verbund	3/3-T.	3/5-T. Verbund	3/7-T. Vierzyl.-Verb.	3/7-T. Vierzyl.-Verb.	4/4-T. Verbund	4/6 T.	5/5-T.	2 × 3/4-T. Vierzyl.-Verbund
Pielock	—	—	—	—	—	—	Schmidt Rauchröhren	Schmidt Rauchröhren	—
Hannover	Breda	Breda	Ansaldo	Grafenst.	Belfort	Krauß	Krauß	Schwartzkopff	Bahnwerkstatt
1906	1906	1906	1905	1906	1905	1906	1906	1906	1905
4552	840	786	518	5528	5491	5404	5431	3615	—
2	2	2	2	4	4	2	2	2	4
außen	außen	außen	außen	H.-D. a, N.-D. i	H.-D. a, N.-D. i	außen	außen	außen	außen
400	370/580	410	460/700	310/530	350/550	420/650	410	610	400/630
550	550	580	600	640	640	570	450	660	680
Ventile	Flachschieber	Flachschieber	H.-D.-Kolbensch. N.-D.-Flachsch.	Flachschieber	Kolbenschieber	Flachschieber	Schmidt Kolbenschieber	Schmidt Kolbenschieber	Flachschieber
Lentz	Heusinger a	Heusinger a	Heusinger a	Heusinger	Heusinger	Heusinger	Heusinger	Heusinger	Heusinger
1100	1520	1300	1500	1650	1580	1100	900	1350	1455
1700 + 1300 = 3000	1800 + 1800 = 3600	1750 + 1850 = 3600	2300 + 1900 + 1900 + 2300 = 8400	1900 + 1600 + 1750 + 1750 + 1500 + 1900 = 10 400	1800 + 1700 + 1900 + 2000 + 1600 + 1800 = 10 800	1240 + 1230 + 1230 = 3700	1000 + 1000 + 1100 + 3200 + 1800 = 8100	1450 + 1450 + 1450 + 1450 = 5800	1530 + 1940 + 2375 + 1000 + 2375 + 1940 + 1530 = 12 590
1380	1224	1460	2220	—	2570	1472	1424	2250	2449
1060	1064	1020	1072	—	1000	1120	1120	1000	1225
1,46	1,3	1,48	2,38	1,96	2,57	1,65	1,6	2,25	3,0
5,69	6,0	7,0	12,0	10,6	13,97	6,5	6,5	11,5	11,99
55,54	81,0	67,5	126,6	112,8	134,69	83,1	72,3	120,1	197,67
21,82	—	—	—	—	—	—	23,0	31,7	—
83,05	87,0	73,5	138,6	123,4	148,66	89,6	81,8	163,34	209,66
Eisen	Eisen, Serve-R.	Eisen	Messing	Eisen	Eisen	Eisen	Eisen	Eisen	Serve-Rohre
154	79	164	222	190	229	172	15 96	220 1	130
41/46	60/65	44/49	47/52	45/50	44/48,75	41/46	112/121 41/46	41/46 305/331	65/70
3900	2800	3000	3860	4200	4200	3750	4100	4100 4100	4750
1 : 56,9	1 : 67	1 : 49	1 : 58,2	1 : 63	1 : 57,8	1 : 54,3	1 : 51	1 : 72,6	1 : 81,5
1 : 14,6	1 : 14,5	1 : 10,4	1 : 10,6	1 : 11,6	1 : 10,6	1 : 13,8	1 : 12,6	1 : 14,2	1 : 20,4
glatt	glatt	glatt	rund überhöht	Belpaire	Belpaire	glatt	glatt	glatt	Belpaire
1 950	2 380	2 100	—	3 570	2 600	2 250	1 800	2 520	2 800
14	13	15	14,5	—	16,5/17	14	14	15	17
—	1 100	1 250	1 400	1 400	1 516	1 192	1 250	1 470	1 456
12	15	12	13	14	16	13	13	12	16
28 300	30 300	36 000	47 000	65 600	71 752	36 500	36 000	58 950	78 000
12 000	13 000	15 000	11 000	10 500	} 20 377	11 500	7 500	—	12 000
12 000	13 100	14 900	14 000	10 500		11 500	7 500	—	13 000
12 000	13 000	14 900	14 000	14 000	15 345	11 500	7 500	—	13 000
—	—	—	14 000	14 000	15 644	11 500	7 500	—	12 000
—	—	—	11 000	14 000	16 221	—	7 500	—	12 000
—	—	—	—	11 400	} 22 635	—	7 500	—	13 000
—	—	—	—	11 400		—	—	—	13 000
36 000	39 100	44 800	64 000	85 800	90 222	46 000	45 000	73 900	102 000
36 000	39 100	44 800	42 000	43 000	47 200	46 000	30 000	73 900	78 000
5 770	3 960	5 410	6 000	6 950	8 020	7 250	6 540	13 100	13 750
45	70	60	70	90	—	50	40	50	—
4,5	4,5	5,0	8,0	9,7	8,6	5,2	5,0	7,0	12,8
1 350	1 706	1 700	3 000	4 000	3 000	1 600	2 000	2 000	5 000

Fig. 138.

$^5/_6$-gekuppelte Güterzuglokomotive der Reichseisenbahnen, gebaut von der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft.



eine zeichnerische Darstellung der Ergebnisse verschiedener Versuchsfahrten mit der gleichen Lokomotive Nr. 997 angebracht, aus der ich in Zusammenstellung 6 die wichtigsten Zahlen mitteile. Die nach der Formel $w = 2{,}44\,\frac{V^2}{1306} + n$ berechneten Leistungen stimmen mit den indizierten Leistungen sehr gut überein, wenn man in Betracht zieht, daß der Krümmungswiderstand in der Rechnung unberücksichtigt geblieben ist. Fig. 139 und 140 geben eine graphische Darstellung der Versuchsfahrten Nr. 2 und 4 der Zusammenstellung 6. Aus den Schaulinien ist zu ersehen, daß die Fahrgeschwindigkeit auf den Versuchstrecken allmählich zugenommen hat, die Lokomotive also nicht auf das äußerste angestrengt worden ist. Die Versuchsleitung war der Ansicht, daß es keine Schwierigkeiten geboten haben würde, einen der Höchstleistung entsprechenden Beharrungszustand auch auf längere Zeit hinaus zu erhalten.

Fig. 141 bis 152 zeigen eine Reihe der bei den Fahrten aufgenommenen vorzüglichen Diagramme; besonders der geringe Spannungsabfall während der Einströmung auch bei 45 km Geschwindigkeit ist bemerkenswert.

Die Leistungen für 1 qm Heizfläche liegen bei 30 bis 40 km über den üblichen Annahmen; bei den geringeren Geschwindigkeiten liegen sie darunter, weil das Reibungsgewicht keine volle Ausnutzung der Kesselleistung gestattet.

Bei der Neuheit dieser Lokomotivform bietet die Zusammenstellung 7 der bisher ausgeführten $^5/_6$-gekuppelten Lokomotiven Interesse. Bemerkt sei hierzu, daß die Lehigh-Valley-Bahn bereits im Jahr 1867 einige $^5/_6$-gekuppelte Güterzuglokomotiven beschafft hat; sie bewährten sich allerdings dort für die scharfen Krümmungen infolge der mangelnden Verschiebbarkeit einzelner Achsen nicht, so daß sie später in $^4/_6$-gekuppelte Lokomotiven umgebaut wurden.

Die verhältnismäßige Kleinheit der Rost- und Heizflächen

Fig. 141 bis 152.

Diagramme der $^5/_6$-gekuppelten vierzylindrigen Lokomotive Königswinter Nr. 997 bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten.

HD rechts. 2,5 mm = 1 at. ND rechts. 8 mm = 1 at. HD rechts. 2,5 mm = 1 at. ND rechts. 8 mm = 1 at.

Diagramm Nr. 41a.
Steigung 1 : 100; Anfahrt mit Verbundstellung; Z_i = 10000 kg.

Diagramm Nr. 48.
Steigung 1 : 77; Wagengewicht 573 t; Z_i = 11200 kg; N_i = 1160 PS.

Diagramm Nr. 57.
Steigung 1 : 91; Wagengewicht 605 t; Z_i = 12160 kg; N_i = 660 PS.

Diagramm Nr. 46b.
Steigung 1 : 78; Wagengewicht 381 t; Z_i = 8530 kg; N_i = 1265 PS.

Diagramm Nr. 5a.
Steigung 1 : 67; Wagengewicht 5134 t; Z_i = 11720 kg; N_i = 1820 PS.

Diagramm Nr. 51.
Steigung 1 : 78; Wagengewicht 350 t; Z_i = 8600 kg; N_i = 1435 PS.



der Lokomotive der Reichseisenbahnen ist darin begründet, daß die Lokomotive ausschließlich zur Beförderung langsam fahrender schwerer Güterzüge bestimmt ist; für die Leistung sind nur die Abmessungen der Dampfmaschine und das Reibungsgewicht ausschlaggebend.

Die Behauptung Garbes (vergl. sein Werk S. 106), daß die indizierten Leistungen dieser Lokomotive praktisch genommen denen der 5/5-gekuppelten Heißdampf-Tenderlokomotive der Preußischen Staatsbahn gleichkommen, erscheint mir nicht zutreffend. Die dem Werk beigegebene Tafel XVIII zeigt deutlich, daß diese 74 t wiegende, also genau gleich schwere Tenderlokomotive von 163 qm Heizfläche (einschl. Ueberhitzer) Leistungen von über 1000 PS nur für ganz kurze Zeiten entwickelt hat. Man muß aus den Leistungsschaulinien den Eindruck gewinnen, daß die Dauerleistung unter diesem Wert liegt, da die Leistung, nachdem sie die höchsten Werte von 1285 und 1072 PS erreicht hatte, stets stark abfiel[1]).

Die Hauptabmessungen der ausgestellten 19[1]) Tenderlokomotiven sind in Zusammenstellung 8 gegeben. Bekannt sind davon aus früheren Berichten in dieser Zeitschrift die 3/6-gekuppelte Lokomotive der Französischen Nordbahn (Z. 1904 S. 1563), die 3/3-gekuppelte Tenderlokomotive der Preußischen Staatsbahn mit Pielock-Ueberhitzer und Lentzscher Ventilsteuerung (Z. 1906 S. 873) und die 2 × 3/4-gekuppelte Tenderlokomotive der Französischen Nordbahn (Z. 1906 S. 153), so daß ich diese in meinem Bericht übergehen kann; von den übrigen bietet ein Teil wenig Bemerkenswertes, so daß ich einige davon ganz übergehen oder mich auf wenige Bemerkungen beschränken kann. Ich behalte aber, um die Uebersicht zu erleichtern, in den Ueberschriften die Nummern der Zusammenstellung 8 bei.

(Forts. folgt.)

[1]) Auch neuere Versuche mit dieser im übrigen wohlgelungenen und guten Lokomotivform (vgl. Verkehrstechnische Woche 1907 S. 1317) bestätigen meine Ansicht.

[1]) 4 Tenderlokomotiven besonderer Bauart beschreibe ich besonders.

Messungen an Motorwagen.[1])

Von **A. Heller**, Ingenieur, Berlin.

Die fortschreitende Entwicklung des Motorfahrzeugbaues, insbesondre nach der wirtschaftlichen Seite hin, hat den Wunsch nach einer wissenschaftlich einwandfreien Grundlage für den Vergleich verschiedener Wagenbauarten immer lauter werden lassen; man war sich von Anfang an darüber klar, daß die Ergebnisse der Rennen, abgesehen von zufälligen Störungen, die dem besten Wagen zustoßen können, von der Geschicklichkeit und Tollkühnheit der Fahrer wesentlich beeinflußt werden und nicht immer ein Maßstab für die konstruktiven Vorzüge eines Wagens sein werden. Aber auch die Versuchfahrten, die auf andern Grundlagen als derjenigen der ausschließlichen Geschwindigkeitsbewertung aufgebaut waren, z. B. verschiedene Wettfahrten mit schweren Motorwagen, die vor zwei Jahren stattgefunden haben, konnten in dieser Hinsicht nicht vollständig befriedigen, denn hier kam es hauptsächlich auf Brennstoffverbrauch und Zuverlässigkeit des Betriebes an, während eine Berücksichtigung der Geschwindigkeit, die allein ermöglicht hätte, die Wagen untereinander zu vergleichen, nicht stattfand, um die Versuchfahrten nicht zu Rennen werden zu lassen.

Unter Beihülfe der Industrie sind daher durch einen vom Verein zur Beförderung des Gewerbfleißes eingesetzten Ausschuß Versuche an 7 Fahrzeugen und 2 Fahrzeugmotoren angestellt worden, deren Ergebnisse vor kurzem veröffentlicht worden sind[2]). Der Grundgedanke dieser Versuche, bei denen unter anderm der Wirkungsgrad der Getriebe insbesondere bei Motorwagen für die Lastenförderung ermittelt werden sollte, war, durch Abbremsen die Nutzleistung des Motors an der Kurbelwelle, an der Getriebewelle und am Umfange der Treibräder zu bestimmen und die Werte unter einander zu vergleichen. Leider reichten die vorhandenen Einrichtungen nicht aus, um die Messungen an einem und demselben Wagen gleichzeitig an den genannten drei Stellen vorzunehmen, wie es das einzig Richtige gewesen wäre; man hat sich daher damit begnügt, die drei Messungen nacheinander anzustellen, und hat, um eine Vergleichgrundlage zu schaffen, aus den gemessenen Leistungen mit Hülfe der beobachteten Umlaufzahlen mittlere Kolbendrücke nach der Formel $p_e = \frac{2 \cdot 60 \cdot 75\,PS_e}{\frac{\pi D^2}{4} s n i}$ (D = Kolbendurchmesser in cm, s = Hub in m, n = Uml./min des Motors, i = Anzahl der Zylinder) berechnet, die für die Höchstleistung des Motors an den drei verschiedenen Stellen untereinander verglichen wurden. Der Unterschied, in Hundertteilen ausgedrückt, sollte den Effektverlust unmittelbar angeben.

Das Verfahren ist aus dem Grunde ungenau, weil die Betriebsverhältnisse eines Fahrzeugmotors viel zu veränderlich sind. Es besteht kein fester Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit und der Leistung eines Motors, so daß die Höchstleistungen bei zwei unmittelbar aufeinander folgenden Versuchen mit ganz verschiedenen Umlaufzahlen erreicht werden können. Motor II, ein stehender Vierzylindermotor der Daimler-Motoren-Gesellschaft von 110 mm Zyl.-Dmr. und 140 mm Hub für 28 PS bei 800 Uml./min, ergab z. B., auf einem festen Bock abgebremst, bei 827 Uml./min 28,53, bei 818 Uml./min 27,10 und bei 860 Uml./min 21,37 PS_e; bei dem Fahrzeug I, das mit einem genau gleichen Motor ausgerüstet war, wurden bei 876, 816, 810 und 837 Uml./min des Motors für abnehmende Uebersetzung des Rädergetriebes an der Getriebewelle der Reihe nach 19,9, 21,4, 20,1 und 21,4 PS_e gemessen. Beide Angaben bestätigen das oben Gesagte. Sind aber die Werte von p_e zweifelhaft, so sind es noch viel mehr Diagramme, in denen eine Abhängigkeit von p_e von der Kolbengeschwindigkeit oder vom jeweiligen Brennstoffverbrauch dargestellt wird, ebenso wie die Schlüsse, die aus den Unterschieden der an den verschiedenen Stellen des Wagens gemessenen Höchstleistungen des Motors inbezug auf die Getriebeverluste gezogen werden. Der Gesamtwirkungsgrad der Uebertragung eines Daimler-Lastwagens soll z. B. nach den Versuchen 87,3, 87,1 und 85,0 betragen haben, je nachdem die Uebersetzung des Getriebes 3:8, 3:5 oder 1:1 gewesen ist. Danach hätte der Gesamtwirkungsgrad der Uebertragung abgenommen, obgleich theoretisch der Wirkungsgrad der Räderübersetzung zugenommen haben müßte.

Diesen Widerspruch kann man wohl kaum dadurch ausgleichen, daß man an die Stelle der berechneten Lagerreibung ein Vielfaches davon in die Rechnung einsetzt, während die berechneten Werte der Zahnräderreibung unverändert bleiben. Daß der Gesamtwirkungsgrad des Wagengetriebes in der Wirklichkeit mit abnehmender Uebersetzung der Wechselräder, insbesondre bei fehlendem unmittelbaren Eingriff, tatsächlich abnehmen kann, weil wegen der steigenden Geschwindigkeiten die Reibungsverluste in den Lagern und in den ungeschützten Zahnrädern wachsen, soll deshalb nicht bestritten werden; aber bewiesen ist das durch die vorliegenden Versuche nicht.

Aehnlich verhält es sich mit den Ergebnissen der Versuche an einem Lastwagen der Neuen Automobil-Gesellschaft, Berlin, der mit einem stehenden zweizylindrigen Motor von 140 mm Zyl.-Dmr., 170 mm Hub und 16 bis 18 PS_e bei 650 Uml./min versehen ist. Der Wagen hat Kettenradübersetzung 1:5 von der Ausgleichwelle auf die Hinterräder und ein vierstufiges Wechselgetriebe ohne unmittelbaren Eingriff, dessen Uebersetzungsverhältnis 6:32 für den ersten Gang,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 30 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis, Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2]) Sitzungsberichte des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes vom 8. April 1907.

1:2 für den zweiten, 43:44 für den dritten und 53:34 für den vierten beträgt. Der Motor ergab

19,62, 18,28, 17,65, 18,19 und 17,42 PS_e

Höchstleistung auf dem Bremsbock bei

794, 776, 749, 709 und 705 Uml./min,

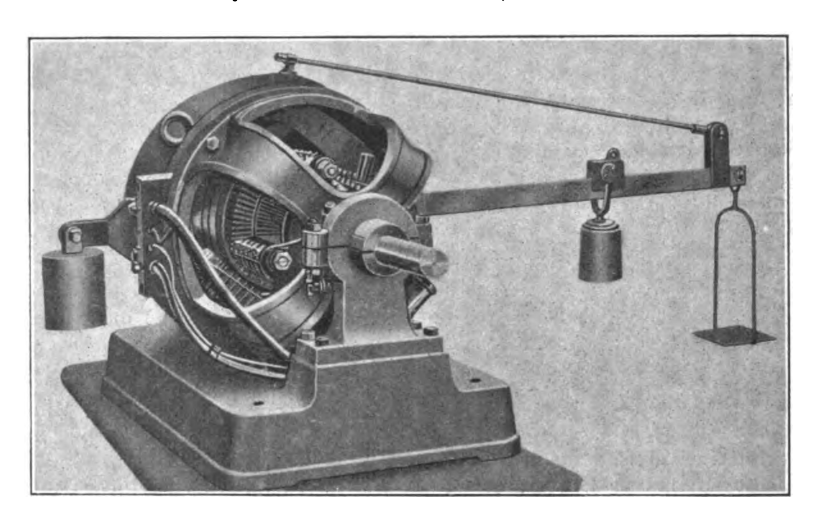
zeigt also ebenfalls die oben erwähnte Unstetigkeit des Zusammenhanges zwischen Leistung und Geschwindigkeit. Die Bremsungen an der Getriebewelle haben 11,95, 14,46, 17,87 und 16,12 PS_e als Höchstwerte für die vier Gänge, d. h. zuerst ein Anwachsen und dann wieder ein Abfallen trotz der annähernd gleichmäßig abnehmenden Uebersetzung, und die Bremsungen an den Hinterrädern haben 17,57, 16,74 und 15,94 PS_e als Höchstwerte für den zweiten bis vierten Gang ergeben. In einem Fall (zweiter Gang) ist also die an den Hinterrädern verfügbare Motorleistung größer gewesen als diejenige an der Getriebewelle, ein Widerspruch, der sich nur durch die wechselnden Betriebseigenschaften des Motors und des Vergasers, dann aber auch durch die Unzulänglichkeit der Versuchseinrichtungen erklären ließe. Daß man aber auf solche Messungsergebnisse keine grundlegenden Schlußfolgerungen bezüglich der Wirkungsgrade aufbauen kann, bedarf keiner Erwähnung.

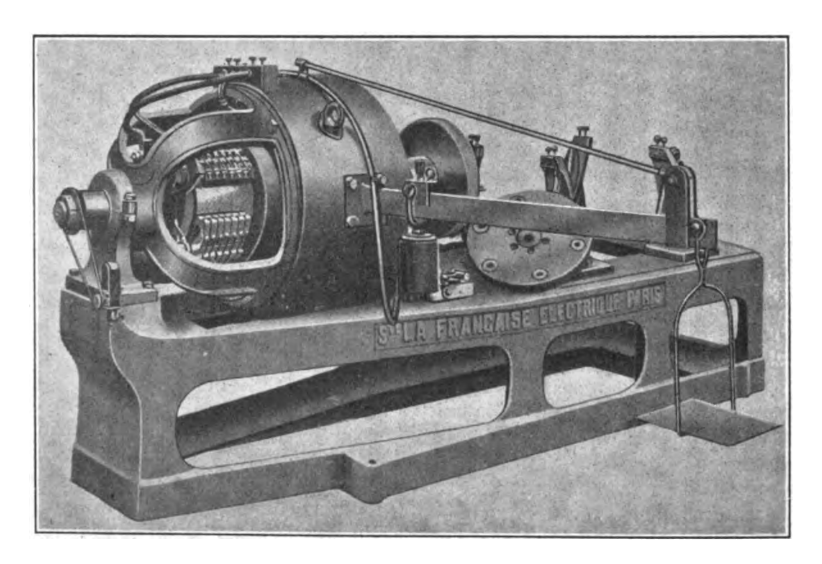
Bemerkt sei schließlich noch, daß auch an einem Wagen mit Vorderradantrieb von Schwenke, dessen stehender, zweizylindriger Motor bei 110 mm Zyl.-Dmr., 130 mm Hub und 850 Uml./min 10 bis 12 PS_e leisten sollte, Messungen angestellt worden sind, die bei dem Motor allein 10,99 PS_e, sowie an den Vorderrädern je nach der Uebersetzung 10,08 PS_e für 1:3 und 9,56 PS_e für 1:5 als Höchstleistungen ergeben haben. Nach der daran geknüpften Berechnung hätte der Gesamtwirkungsgrad dieser Uebertragung trotz Zahnradübersetzung, Ausgleichgetriebes und Gelenkwellen den Wert von 96,2 vH erreicht, ein Wert, der selbst dem Berichterstatter Zweifel einflößt.

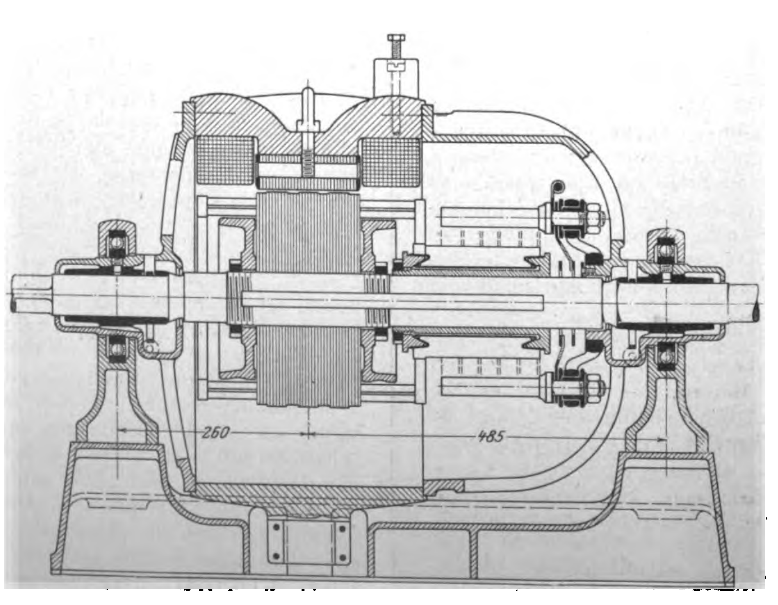
Die Unzulänglichkeit dieser Versuchsergebnisse führt unmittelbar darauf, zu untersuchen, auf welche Weise man zu weniger zweifelhaften Werten gelangen könnte.

Fig. 1 bis 3.

Bremsdynamo der Société La Française Électrique.







Die Verluste, die während der Fahrt eines Motorwagens auftreten, lassen sich nur zum Teil durch Versuche vorherbestimmen. Man kann wohl den Motor abbremsen und die Leerlaufverluste des Motors sowie die Wirkungsgrade des Wechselgetriebes und gegebenenfalls auch des Ausgleichgetriebes ermitteln. Aber wahrscheinlich der größte Teil der Verluste setzt sich aus dem Wegwiderstand und dem Luftwiderstand zusammen und wird insbesondre dadurch erhöht, daß Motor und Getriebe wegen der bei der Fahrt auftretenden Stöße größere Reibungswiderstände ergeben als auf dem Prüfstande.

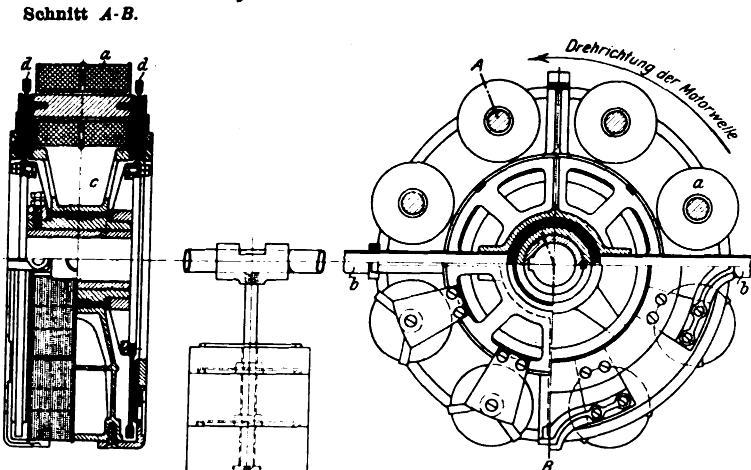
Das Abbremsen des Motors zur Ermittlung der Nutzleistung geschieht am besten auf elektrischem Wege und nicht mit Hülfe des unbequem zu bedienenden Pronyschen Zaumes. Von den Motorenfabriken werden wohl die Bremszäume heute noch immer häufig benutzt, weil sie billig sind; allein hier handelt es sich in der Regel um verhältnismäßig kurze Prüfungen, bei denen die Ermittlung der Höchstleistung die größte Rolle spielt. Genauere Prüfungen sollten dagegen immer elektrisch vorgenommen werden. Innerhalb der engen Grenzen, in denen die Motorgeschwindigkeit veränderlich ist, kann eine gewöhnliche Nebenschlußdynamo, deren Charakteristik vorher durch Eichen bestimmt worden ist, immer gut verwendet werden. Die Belastung durch Wasserwiderstände läßt sich genau einstellen und dauernd gleich erhalten, und man kann dann aus der elektrischen Leistung und dem Wirkungsgrade der Dynamo die Nutzleistung des Fahrzeugmotors leicht berechnen. Die Hauptsache bleibt allerdings die vorherige Eichung der Dynamomaschine, die bei verschiedenen Geschwindigkeiten vorgenommen werden muß und die Beziehungen des Wirkungsgrades zur erzeugten Bremsstärke zeigen soll. Die Ablesungen werden dann stets erst gemacht, wenn die Dynamomaschine auf die vorher festgesetzte Spannung gebracht worden ist.

Statt einer gewöhnlichen Dynamomaschine kann man auch die Bremsdynamo mit beweglichem Magnetgehäuse verwenden, die von der Société La Française Électrique

in Paris seit einigen Jahren hergestellt wird, s. Fig. 1 bis 3[1]). Bei dieser ebenfalls auf dem Grundgedanken des Pronyschen Zaumes beruhenden Einrichtung wird die Rückwirkung des Ankers, die das Gehäuse entgegengesetzt zur Drehrichtung zu bewegen sucht, durch feste und bewegliche Gewichte gemessen, während der erzeugte Strom, dessen Stärke und Spannung für die Leistungsbestimmung nicht abgelesen zu werden brauchen, dem Verteilnetz zugeführt oder — um die häufigen Spannungsregelungen zu vermeiden — in einem Widerstande vernichtet wird. Das Dynamogehäuse ist in Kugellagern, die die Ringschmierlager der Ankerwelle umschließen, frei drehbar, und als Widerstände kommt außer dem Reibungswiderstand der Lager die Steifigkeit der Kabel für die Erregerwicklungen in Betracht. Da die Maschinen vorher genau geeicht und mit einer Zahlentafel geliefert werden, aus der man mit Hülfe der Umlaufzahl und der auf 1 m Hebellänge umgerechneten Gewichtbelastung die wirkliche Motorleistung unter Berücksichtigung aller Verluste unmittelbar ablesen kann, so gestaltet sich die Verwendung dieser Bremseinrichtung so einfach, daß man sie jedem ungeübten Arbeiter überlassen kann.

Billiger in der Anschaffung, aber weder so bequem noch so genau wie die Bremsdynamos, sind elektrische Wirbelstrombremsen, die in abgeänderter Form immer wieder neu erfunden werden. Fig. 4 und 5 zeigen eine kürzlich veröffentlichte[2]), von Morris & Lister in Coventry, England, herrührende Ausführung, bei der eine Reihe von Elektromagneten a in einem frei drehbaren und durch Gewichthebel b in Ruhe erhaltenen Aluminiumgehäuse c derart gelagert sind, daß ihre Kraftlinienströme durch zwei von der Welle des zu prüfenden Motors angetriebene kupferne Ringe d hindurchtreten müssen. Die Rückwirkung der in den Ringen geweckten Wirbelströme auf das Magnetgehäuse wird durch Gewichte gemessen. Da die ganze Leistung des Motors in Wirbelströmen vernichtet wird, deren Stärke durch verschiedene Erregung der Elektromagnete a geändert werden kann, so erwärmen sich die Ringe d nach kurzer Zeit derart, daß ihre Bremskraft verändert wird. Beim Eichen dieser Bremse muß daher zunächst eine bestimmte Höchstgrenze für die Erwärmung der Ringe (etwa 60°) festgesetzt werden, und dann kann man die Beziehungen zwischen Umlaufzahl und Bremsleistung in Schaulinien- oder Tafelform getrennt nach der Dauer des Bremsversuches zusammenstellen. Es ergibt sich dann, daß man eine und dieselbe Bremse z. B. bei 100 Uml./min des Motors eine Stunde lang mit 8, 1/4 st mit 12, 3 min mit 18 und 1 min mit 24 PS belasten kann, ohne die Temperatur von 60° zu überschreiten.

Fig. 4 und 5. Wirbelstrombremse.



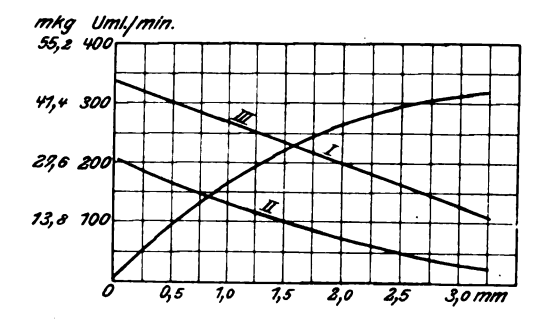
Außer der Bremsleistung ist es oft erwünscht, die Leerlaufleistung eines Motors und ihren Zusammenhang mit der Umlaufzahl zu kennen. Hierzu bedient man sich vorteilhaft eines von A. H. Burnand[1]) angegebenen Auslaufverfahrens, bei dem im wesentlichen die Abnahme der Umlaufzahl eines von Vollgeschwindigkeit an auslaufenden Motors analytisch dargestellt und aus diesem Gesetz die Leerlaufarbeit berechnet wird. Burnand hat seine Versuche im mechanischen Laboratorium des Hartley University College an einem mit Aussetzerregelung arbeitenden Ottoschen Gasmotor von 117 mm Zyl.-Dmr. und 381 mm Hub angestellt, der im regelmäßigen Betrieb 200 Uml./min machte; allein es unterliegt kaum einem Zweifel, daß sein Verfahren auch bei schneller laufenden, mehrzylindrigen Motoren anwendbar ist.

Bei den Versuchen wurde zunächst der Motor 3 Minuten lang mit seiner normalen Geschwindigkeit betrieben und seine mittlere Umlaufzahl festgestellt. Hierauf wurde die Gaszufuhr abgesperrt und gleichzeitig der Umlaufzähler eingeschaltet. Die in Zeitabständen von 15 zu 15 sk erhaltenen Ablesungen am Zähler sind aus der Zahlentafel 1 Spalte 2 ersichtlich und im Diagramm Fig. 6 als Linie I eingetragen. Der Verlauf dieser Linie entspricht einer Gleichung dritten Grades von der Form

$$n = Nt - at^2 + ct^3,$$

worin die Ordinate n die Ablesung am Umlaufzähler, N die Geschwindigkeit bei Beginn des Auslaufversuches und t die Zeit in min seit Anfang des Auslaufversuches bedeutet. a und c sind Konstanten, die man durch Auflösen von zwei Gleichungen erhält, wenn die zu zwei bekannten Zeiten beobachteten Werte von n in die obenstehende Gleichung eingesetzt werden. Die Konstanten sind in

Fig. 6.



einem Falle zu $a = 42{,}5$ und $c = 3$ berechnet worden, sind aber von Versuch zu Versuch kleinen Aenderungen unterworfen. Spalte 3 der Zahlentafel 1 gestattet, die mit Hülfe der Gleichung der Linie I berechneten Werte von n mit den gemessenen zu vergleichen und sich über die Genauigkeit der Rechnung Klarheit zu verschaffen.

Durch Differenzieren der Gleichung für n erhält man die auf die Zeiteinheit bezogene Anzahl der Umdrehungen

Zahlentafel 1.

1	2	3	4
Zeit t	Umläufe n		$\frac{dn}{dt}$
min	beobachtet	berechnet	Uml./min
0	0	0	206,5
1/4	47	49	185,81
1/2	92	93	166,25
3/4	131	132	147,91
1	167	167	130,5
1 1/4	197	197,5	114,31
1 1/2	223	224,2	99,25
1 3/4	247	247,3	85,31
2	267	267	72,5
2 1/4	283,5	283,6	60,81
2 1/2	297,5	297,5	50,25
2 3/4	309	308,8	39,81
3	318	318	32,5
3 1/4	323,5	325	25,25

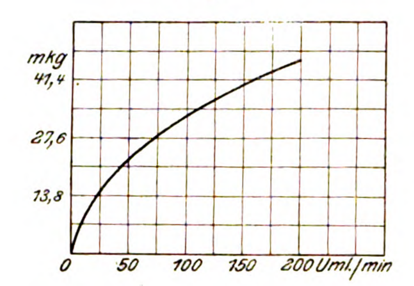
[1]) Allgemeine Automobil-Zeitung vom 6. April 1906.
[2]) Engineering vom 8. März 1907.

[1]) Engineering vom 13. Juli 1906.

$$\frac{dn}{dt} = N - 2at + 3ct^2,$$

deren Werte in Spalte 4 der Zahlentafel berechnet und in Linie II, Fig. 6, aufgetragen sind.

Fig. 7.



Nochmaliges Differenzieren ergibt

$$\frac{d^2n}{dt^2} = -2a + 6ct,$$

die Verzögerung, ausgedrückt in Uml./min.

Wenn der Motor mit einem hinreichend schweren Schwungrade versehen ist, kann man die lebendige Kraft der Gesamtheit der bewegten Teile in jedem Augenblick annähernd ausdrücken durch $L = \left(\frac{dn}{dt}\right)^2 k$, worin k eine von den Abmessungen des Schwungrades abhängige, berechenbare Konstante ist. Die Abnahme der lebendigen Kraft von dem Wert $N^2 k$ zu Anfang des Auslaufversuches bis zum Wert null folgt dem Gesetz

$$\frac{dL}{dt} = 2k\frac{d^2n}{dt^2}$$
$$= 2k(-2a + 6ct),$$

also einer geraden Linie III, Fig. 6, deren Konstanten im vorliegenden Falle die Werte:

$k = 0{,}276$ kgm,
$a = 42{,}5$,
$c = 3$

erhalten.

Danach würde die lebendige Kraft der auslaufenden Massen von rd. 46,8 mkg bei Beginn des Versuches ($t = 0$) bis zu null am Ende des Versuches ($t = 4{,}72$ min) geradlinig abnehmen.

Der Zusammenhang zwischen der jeweiligen Umlaufgeschwindigkeit v des Motors und der zugehörigen Leerlaufarbeit ergibt sich aus dem Diagramm Fig. 7 in mkg und entspricht annähernd der Gleichung

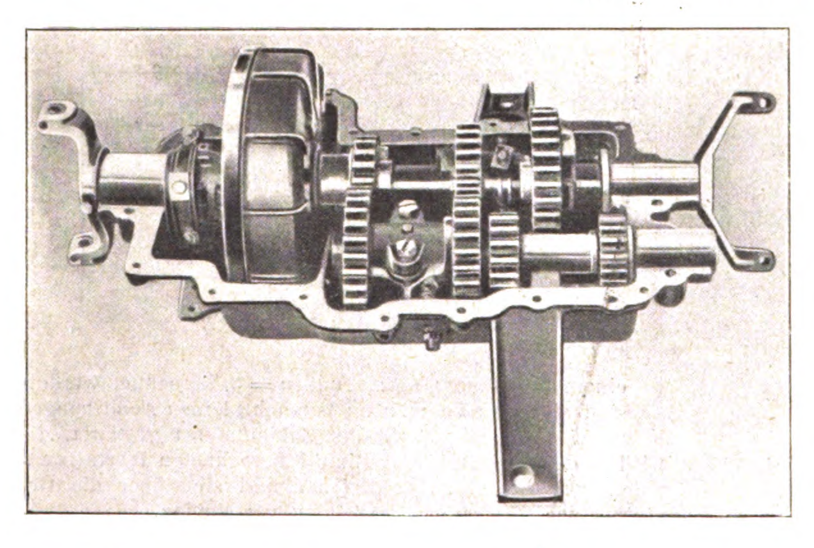
$$L = 2{,}53\, v^{0{,}551};$$

der Leerlaufwiderstand nimmt also bei dem vorliegenden Motor nur etwa mit der Wurzel aus der Umlaufzahl eines Motors zu.

Das Abbremsen der **Getriebekasten** zur Bestimmung des Wirkungsgrades bei verschiedenen Uebersetzungsverhältnissen soll an Hand der im mechanischen Laboratorium des Worcester Polytechnic Institute von D. **A. Harrington** und R. C. **Williams** an einem dreistufigen Wechselgetriebe der Electric Vehicle Company in Hartford, Conn., s. Fig. 8 und 9, angestellten Versuche besprochen werden[1]). Das Getriebe hatte folgende Uebersetzungensverhältnisse:

1. Gang	$\frac{231}{75}$	rd. 3 : 1,
2. »	$\frac{91}{55}$	» 2 : 1,
3. »		1 : 1.
rückwärts	$\frac{231}{75}$	rd. 3 : 1.

Fig. 8 und 9. Getriebekasten.



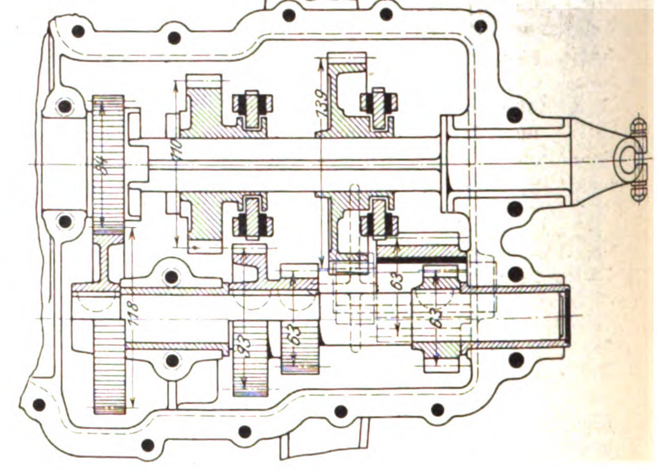
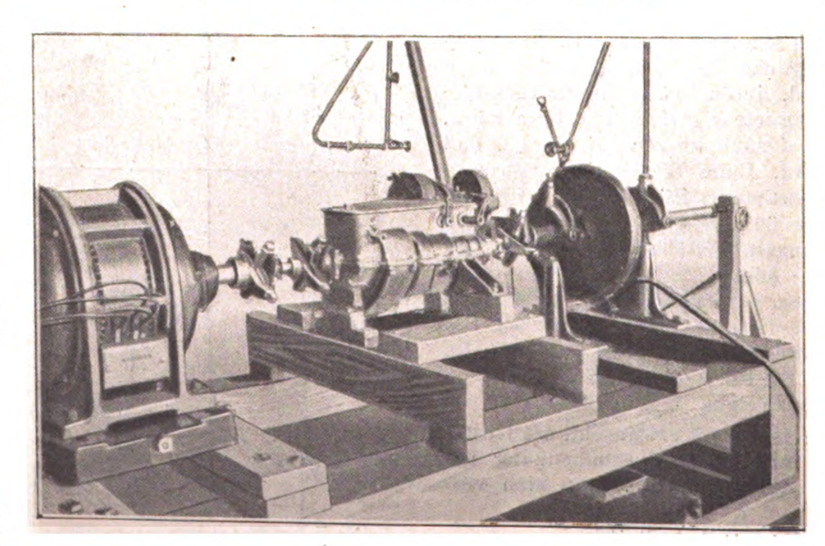


Fig. 10. Versuchseinrichtung mit Getriebekasten.



Die Versuchseinrichtung, Fig. 10, bestand aus einem 10 pferdigen Induktionsmotor der General Electric Co. von 1200 Uml./min bei 220 V Spannung, dessen Leistung durch das Getriebe hindurchgeschickt und in einer Aldenschen Bremse vernichtet wurde. Letztere besteht aus einer mit der Welle umlaufenden gußeisernen Scheibe, gegen die von beiden Seiten mit dem drehbaren Gehäuse verbundene und am Umfang abgedichtete Kupferbleche durch Wasser angedrückt werden; das Was-

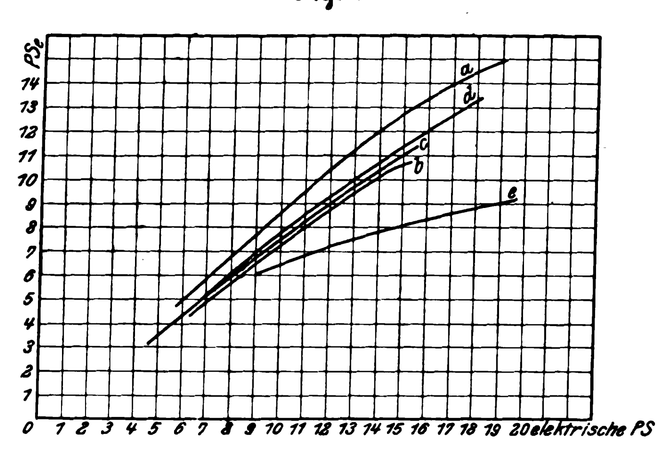
[1]) American Machinist vom 25. Mai 1907.



ser, das ständig zu- und abfließt und daher die Bremse kühlt, kann durch Verstellen von zwei Drosselventilen unter beliebigem Druck gehalten werden. Die Reibflächen werden nach Bedarf geschmiert. Durch Gewichte wird die Kraft gemessen, die das Gehäuse mitzunehmen sucht[1]).

Die Anordnung, die durch Strom- und Spannungsmesser sowie einen Umlaufzähler vervollständigt wird, gestattet, den Elektromotor vor Beginn des Versuches auf einfache Art zu eichen, indem man ihn zunächst mit dem Dynamometer allein laufen läßt und die Beziehungen zwischen den abgelesenen elektrischen und den abgebremsten Pferdestärken ermittelt, s. Linie a, Fig. 11. Hierauf wird das Getriebe

Fig. 11.



mit Kreuzgelenken zwischengeschaltet und in ähnlicher Weise vorgegangen, um die gleichen Beziehungen beim ersten, zweiten und dritten Geschwindigkeitsgang, s. die Linien b, c, d, sowie beim Rücklauf, Linie e, aufzusuchen. Die in Zahlentafel 2 wiedergegebenen, aus dem Diagramm, Fig. 11, unmittelbar berechneten Ergebnisse liefern einen sehr ausführlichen Aufschluß über das Verhalten des Wirkungsgrades bei verschiedenen Motorleistungen und verschiedenen

Zahlentafel 2.

zugeführt PSel	Motorleistung PSe	abgebremste Leistung PSe				Wirkungsgrad vH			
		1. Gang	2. Gang	3. Gang	Rücklauf	1. Gang	2. Gang	3. Gang	Rücklauf
7	5,60	4,86	5,12	5,20	—	82,4	86,8	88,1	—
9	7,65	6,44	6,68	6,94	5,98	84,2	87,3	90.7	78,2
11	9,44	7,92	8,21	8,50	6,80	83,9	87,0	90,0	72,0
13	11,19	9,35	9,64	9,95	7,48	84,3	87,0	89,8	67,5
15	12,55	10.60	11,00	11,34	8,02	84,5	87,6	90,4	63,9
17	13,89	—	—	12,65	8,55	—	—	91,0	61,6
19	14,90	—	—	—	9,02	—	—	—	60,5

Uebersetzungen. Hervorzuheben ist, daß der Wirkungsgrad beim Vorwärtsgang des Getriebes von der Leistung so gut wie unabhängig ist, dagegen beim Rücklauf mit zunehmender Leistung erheblich abzufallen scheint.

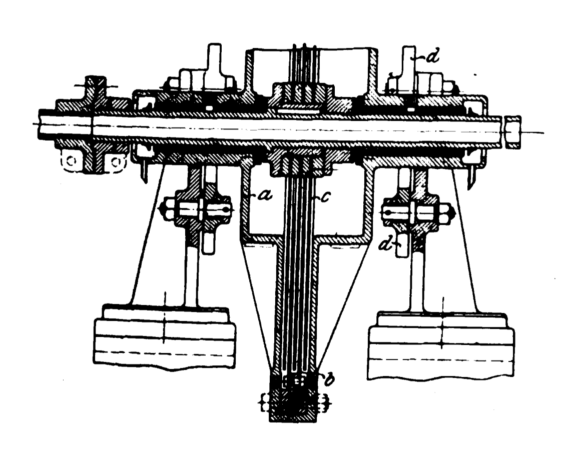
Für einen ganz neuen Getriebekasten sind die obenstehenden Wirkungsgrade kaum zu hoch. Erwünscht wäre allerdings, wenn solche Versuche nach etwa einjährigem Gebrauch, z. B. gelegentlich einer umfangreicheren Ausbesserung, wiederholt würden, um den Einfluß der Abnutzung, der sich namentlich in den Gleitlagern äußern dürfte, kennen zu lernen.

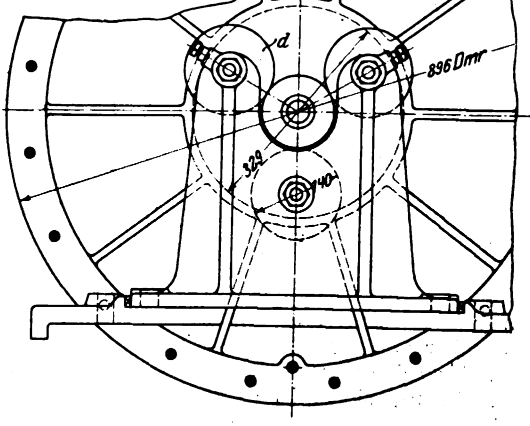
Bremsversuche dieser Art lassen sich auch am hinteren Teil des Wagengetriebes, der Treibwelle einschließlich des Ausgleichgetriebes, gegebenenfalls der Kettenübertragung und der Hinterräder, anstellen, wenn man zwei gleiche, stets gleich belastete Dynamometer an die Hinterräder anschließt. Ebenso wie bei den vorstehenden Versuchen gewinnt man allerdings damit nur einen Ueberblick über die Wirkungsgrade der ausgebauten Getriebe bei verschiedenen Motorleistungen, Werte, die vielleicht durch die Stöße während der Fahrt vergrößert oder verringert werden dürften.

Um diesen Einfluß kennen zu lernen, bestimmt man nach einem von C. H. Hudson angegebenen Vorgang[1]), der in der Hauptsache der gleiche ist wie bei den weiter oben mitgeteilten Auslaufversuchen von Burnand, die Abnahme der Geschwindigkeit von voller Fahrt bis zum Stillstand auf ebener guter Bahn und berechnet hieraus den Gesamtwiderstand des Wagens, der je nach der Geschwindigkeit verschieden groß sein wird[2]). Kennt man die entsprechenden Wirkungsgrade der Getriebe (die Umlaufzahlen werden bei den Bremsversuchen auch festgestellt, sind aber wegen der geringen Veränderlichkeit der Wirkungsgrade vielleicht gar nicht nötig), kennt man ferner den entsprechenden Leerlaufwiderstand des Motors, so kann man hiernach auch denjenigen Teil des Gesamt-Fahrwiderstandes ermitteln, der allein auf Rechnung der Luftwiderstände, Wegwiderstände und Stöße entfällt.

Hudson verwendet zur Durchführung seiner Auslaufversuche eine gewöhnliche Morse-Schreibvorrichtung, die mit zwei durch getrennte Stromkreise betätigten Schreibstiften versehen ist. Auf dem mit gleichmäßiger Geschwindigkeit fortbewegten Papierstreifen verzeichnet der eine Schreibstift, dessen Stromkreis an eine

Fig. I und II. Flüssigkeitsbremse von Brotherhood.





[1]) Auch das ist eine Abänderung des Pronyschen Zaumes, die sich insbesondere für Dauerversuche sehr gut eignet. Neuerdings veröffentlicht die Zeitschrift Engineering (vom 31. Mai 1907) eine von Peter Brotherhood in London herrührende Flüssigkeitsbremse dieser Art, Fig. I und II, bei der nicht einmal mehr metallische Reibung, sondern nur noch der Flüssigkeitswirbel die Aufzehrung der zugeführten Arbeit besorgt. Im Innern des auf Rollen d drehbaren und durch Hebelbelastung im Gleichgewicht erhaltenen Gußeisengehäuses a sind Ringe b aus glattem Stahlblech befestigt, an denen sich ähnliche Vollscheiben c mit der Motorgeschwindigkeit vorbeibewegen. Das Innere des Gehäuses ist zum Teil mit Wasser gefüllt, das von den Scheiben c mitgenommen und an einer Stelle des Umfanges in dem Maß abgeleitet wird, wie neues Wasser zufließt. Durch Aenderung des Wasserinhaltes wird der Bremswiderstand und damit die Belastung des Motors erhöht. Ueber die ebenfalls hierher gehörende hydraulische Bremse von Prof. Stumpf s. Z. 1907 S. 607.

[1]) Proceedings of the Western Society of Engineers, Dezember 1906 und »Der Motorwagen« 1907 Heft 13/14.

[2]) Nach Angabe von Professor Lutz (»Der Motorwagen« vom 20. August 1907) ist dieses Verfahren in genau der gleichen Art auch schon bei den Schnellbahnversuchen angewandt worden.

Uhr angeschlossen ist, von $^1/_2$ zu $^1/_2$ sk die Zeit, der zweite, dessen Stromkreis durch den an einem Hinterrad angebrachten Kontakt bei jeder Umdrehung geschlossen wird, den Weg. Durch Auswerten der Ergebnisse erhält man eine Beziehung zwischen Weg und Zeit, die, wenn die Zeit vom Beginn des Auslaufversuches an gerechnet wird, etwa der Gleichung

$$s = at^3 + bt^2 + ct + d$$

entspricht, und woraus sich

$$v = \frac{ds}{dt} = 3at^2 + 2bt + c$$

und die Verzögerung

$$\gamma = \frac{d^2s}{dt^2} = 6at + 2b$$

berechnen läßt.

Der Gesamtwiderstand des Wagens ist

$$W = \frac{\gamma G}{g} = \frac{G(6at + 2b)}{9,81},$$

oder, wenn man statt t die Geschwindigkeit v einführt,

$$W = \frac{2\,G}{9,81}\sqrt{3a(v-c)+b^2}\ ^{1)}.$$

Die Konstante d kann man $= 0$ setzen, da für $t = 0$ auch $s = 0$ sein muß. Den Wert von c findet man aus der Gleichung für v, wenn man für t den Wert im Augenblick des Stehenbleibens, also für $v = 0$, einsetzt. Bedingung ist dabei allerdings, daß der Augenblick des Beginnes des Auslaufversuches sowie des Stehenbleibens auch wirklich genau festgestellt wird. Geschieht das nicht, so kann man c und d wie a und b durch Auflösung von ebensovielen Gleichungen bestimmen, in welche die zu bekannten Zeiten gemessenen Werte von s eingesetzt worden sind.

Aehnlich wie bei den Auslaufversuchen am Motor ergibt sich auch hier, daß die Widerstände nicht mit der einfachen Potenz, sondern nur mit der Quadratwurzel aus der Geschwindigkeit zunehmen.

[1] Die Richtigkeit dieser Gleichung soll nach Lutz (a. a. O.) bezweifelt werden müssen, weil der Luftwiderstand, der einen Teil des Gesamtwiderstandes bildet, nicht proportional G sei und weil diese Form der Widerstandgleichung allen Erfahrungen aus den bisherigen Eisenbahnversuchen widerspreche. Allerdings stützt sich diese Angabe nur auf Vermutungen, und man wird zum mindesten abwarten müssen, welche Ergebnisse die von Lutz angeregten Versuche liefern.

Der Einfluß des Mischungsverhältnisses auf die Wärmeausnutzung in der Gasmaschine.[1]

Von **Gustav Mees**, Düsseldorf.

In einem unter dem Titel »Die flüssigen Brennstoffe und ihre Ausnutzung in der Verbrennungskraftmaschine unter besonderer Berücksichtigung des Dieselmotors« in Z. 1907 S. 521 und 581 erschienenen Aufsatz stellt Hr. Kutzbach Vergleiche zwischen dem Sauggas- und dem Dieselmotor an und erörtert die Gründe, die nach seiner Ansicht für die Ueberlegenheit des letzteren sprechen. Seine Darlegungen über den thermischen Wirkungsgrad von Verbrennungskraftmaschinen sind jedoch zum Teil auf unzutreffenden, d. h. dem gegenwärtigen Stande der wissenschaftlichen Erkenntnis nicht entsprechenden Voraussetzungen aufgebaut, und im Zusammenhange damit stellt er auch teilweise Schlußfolgerungen, die nur für gewisse Verhältnisse zutreffen, als allgemein gültige Grundsätze hin, welche zu mißverständlicher Auffassung führen und deshalb nicht unwidersprochen bleiben können[2].

Dies gilt, außer von dem unzutreffenden Grundsatz, daß der thermische Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine von der Größe der Wärmezufuhr in 1 cbm Gemisch unabhängig sei, insbesondere auch von der damit im Zusammenhang stehenden Behauptung, daß bei einem Explosionsmotor die Regelung durch Veränderung der Gemischmenge bei unveränderlicher Zusammensetzung des Gemisches bei allen Belastungen die bestmögliche Ausnutzung der Wärme gewährleiste, sowie von der weiteren, daß bei solchen Verbrennungskraftmaschinen, welche durch Veränderung der Zusammensetzung des Gemisches, also durch Abschwächung bei unveränderlicher Verdichtung, geregelt werden, der thermische Wirkungsgrad infolge der zu langsamen Verbrennung stark herabgezogen werde (vergl. Z. 1907 S. 526 Fig. 18 und die daran geknüpften Erörterungen).

Letzteres ist zweifellos richtig in dem Falle, wo man mit der Abschwächung des Gemisches über eine gewisse, je nach der Gasart verschiedene und mit der Höhe der Verdichtung veränderliche Grenze hinausgeht. Ebenso sicher ist es aber auch, daß die Abschwächung des Gemisches an sich, d. h. soweit diese Grenze nicht überschritten wird, keine Verschlechterung, sondern im Gegenteil eine wesentliche Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades zur Folge hat. Sind doch teilweise auf die mit der fortgesetzten Steigerung der Verdichtung Hand in Hand gehende Verwendung immer schwächerer Gemische die sehr bedeutenden Fortschritte zurückzuführen, welche man seit Ende der 80er und Anfang der 90er Jahre im Gasmaschinenbau hinsichtlich der Wärmeausnutzung erzielt hat.

Eine Leuchtgasmaschine, die früher bei 3 bis 4 at Verdichtung und einem Mischungsverhältnis von Gas zu Luft = 1:6 bis 1:7 einen Gasverbrauch von 800 bis 900 ltr/PS$_e$-st aufwies, braucht jetzt bei 8 bis 11 at Verdichtung und einem Mischungsverhältnis von 1:9 bis 1:12 nur noch etwa 400 bis 500 ltr. Der Gasverbrauch ist somit durch den Einfluß der beiden erwähnten Faktoren auf etwa die Hälfte des früheren Wertes herabgemindert worden; mit andern Worten: der thermische Wirkungsgrad der neueren Maschinen ist um rd. 100 vH größer als derjenige der älteren.

Durch die höhere Verdichtung allein läßt sich diese bedeutende Verbesserung der Wärmeausnutzung nicht erklären. Nach der in den Figuren 12 bis 14 (S. 525) der Veröffentlichung des Hrn. Kutzbach gezeichneten Kurve des thermischen Wirkungsgrades wächst dieser von 30 vH bei der Verdichtung von 4 at abs. auf etwa 49 vH bei der Verdichtung von 12 at abs. an. Das ergibt somit eine Verbesserung durch Steigerung der Verdichtung von $^{49}/_{30} = 1,63$ oder 63 vH; die darüber hinausgehende Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der neueren Maschine ist zweifellos wenn nicht ganz, so doch zum größten Teil auf die Verwendung schwächerer Gemische zurückzuführen.

Worin ist nun die allen Fachleuten bekannte vorteilhafte Wirkung der Abschwächung des Gemisches begründet? Diese Frage muß in erster Linie dahin beantwortet werden, daß der theoretische Wirkungsgrad, d. h. der Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine, durch die Verwendung schwächerer Gemische ganz erheblich gesteigert wird. Dies tritt allerdings nicht zutage, wenn man der Berechnung des Wirkungsgrades unveränderliche spezifische Wärmen zugrunde legt, wie Hr. Kutzbach das tut. In diesem Fall ist zwar der Wirkungsgrad auch nicht unabhängig von der Wärmezufuhr; indessen ist der dabei für schwaches Gemisch sich ergebende Wirkungsgrad nur wenig größer als derjenige für starkes Gemisch, so daß bei überschläglichen Berechnungen wohl vom Einfluß der Größe der Wärmezufuhr pro cbm Gemisch abgesehen werden kann. Es kann nun aber nach den Untersuchungen von Mallard und Le Châtelier, ferner von Berthelot und Vieille und neuerdings von Dr. Langen[1]) keinem Zweifel unterliegen,

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis, Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2] Herr Kutzbach wird seine Stellung zu den hier erörterten Fragen in einem der nächsten Hefte eingehend darlegen.

[1] Vergl. Z. 1903 S. 622; ferner »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« Heft 8.



daß die bislang bei Berechnung des thermischen Wirkungsgrades im allgemeinen gemachte Annahme unveränderlicher spezifischer Wärmen nicht zutreffend ist, daß diese vielmehr mit steigender Temperatur ganz erheblich anwachsen.

Legt man die Werte für die spezifischen Wärmen nach Mallard und Le Châtelier — deren Versuchsergebnisse nach den Ausführungen von Dr. Langen weitgehend mit den von ihm selber erhaltenen übereinstimmen — zugrunde, so ergibt sich, daß der theoretische Wirkungsgrad im Gegensatz zu den hierauf bezüglichen Ausführungen des Hrn. Kutzbach in hohem Grade von der Größe der auftretenden Temperaturen und damit von der Wärmezufuhr pro cbm, d. h. vom Mischungsverhältnis, abhängig ist: eine Tatsache, auf die in anderm Zusammenhange bereits Professor Stodola in einer seiner Veröffentlichungen in dieser Zeitschrift hingewiesen hat[1]).

Auch Prof. E. Meyer erwähnt in seinen »Untersuchungen am Gasmotor«[2]) den bedeutenden Einfluß der Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen, indem er ausführt: »Sind die Werte von Mallard und Le Châtelier richtig, dann übt das Mischungsverhältnis einen großen Einfluß auf die Arbeit der verlustlosen Maschine aus: je ärmer an Gas die Ladung ist, um so größer ist ihr thermischer Wirkungsgrad. Steigt z. B. das Mischungsverhältnis von 8,885 auf 11,97, so nimmt damit der thermische Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine um

$$\frac{31,78 - 29,69}{29,69} \cdot 100 = 7,04 \text{ vH}$$

des anfänglichen Wertes zu.«

Um einen Anhalt zu gewinnen, in welchem Maße durch eine gegebene Abschwächung des Gemisches die Wärmeökonomie einer Gasmaschine günstig beeinflußt werden kann, dürfte es von Interesse sein, das Gesetz zu kennen, nach dem sich der theoretische Wirkungsgrad sowie die Temperaturen und Drücke mit abnehmender Wärmezufuhr ändern. Ich habe zu diesem Zwecke die Werte hierfür für eine größere Anzahl Wärmezufuhren unter Zugrundelegung sowohl unveränderlicher als auch veränderlicher spezifischer Wärmen rechnerisch ermittelt und in Fig. 1 und 2 zeichnerisch dargestellt; und zwar habe ich für die Berechnungen eine Leuchtgasmaschine von 1 cbm Hubvolumen und 0,20 cbm Verdichtungsvolumen, also mit einem Verdichtungsgrad $\frac{1 + 0,20}{0,20} = 6$, angenommen, welche mit einem Gas normaler Zusammensetzung von 5000 WE/cbm Heizwert betrieben wird[3]).

Wie man sieht, ist die Verbesserung des theoretischen Wirkungsgrades mit abnehmender Wärmezufuhr bei veränderlicher spezifischer Wärme sehr bedeutend; er wächst von 40,9 vH bei 715 WE/cbm Wärmezufuhr auf 49,6 vH bei 161,3 WE/cbm Wärmezufuhr an; das ist eine Verbesserung von 21,3 vH des ursprünglichen Wertes.

Ergänzend muß hierzu allerdings bemerkt werden, daß es praktisch nicht möglich ist, diese Verbesserung voll auszunutzen. Das Mischungsverhältnis 1:15, entsprechend der Wärmezufuhr von 312,5 WE/cbm, dürfte so ziemlich die Grenze darstellen, bis zu welcher bei der angenommenen Verdichtung von etwa 12 at abs. die Abschwächung des Gemisches unter Vermeidung eines die Wärmeökonomie beeinträchtigenden Nachbrennens getrieben werden kann. Die Mischungsverhältnisse 1:20 und 1:30 haben also nur ein theoretisches Interesse. Bei der Verdichtung von 12 at wird auch die obere Grenze der Wärmezufuhr im Interesse der Betriebsicherheit etwas tiefer — etwa bei 600 WE/cbm, entsprechend einem Mischungsverhältnis 1:7,33 — zu ziehen sein. Hierfür berechnet sich dann eine Verbesserung des theoretischen Wirkungsgrades durch Abschwächung des Gemisches von $\frac{47,5}{42,8} = 1,11$ oder 11 vH. Für mäßige Verdichtung dagegen dürften 715 WE/cbm (Gas : Luft = 1:6) und 385 WE/cbm (Gas : Luft = 1:12) Wärmezufuhr als obere und untere Grenze in Betracht kommen, wobei die Verbesserung des Wirkungsgrades $\frac{0,464}{0,409} = 1,134$ oder 13,4 vH betragen würde.

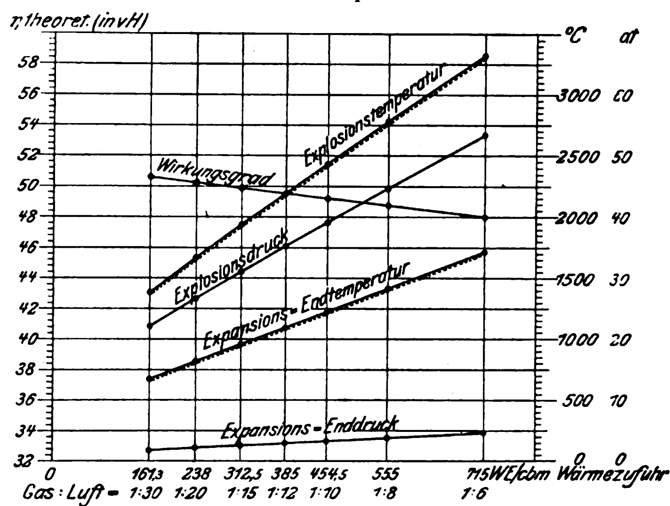
Zu dieser Verbesserung des Wirkungsgrades der verlustlosen Maschine tritt dann noch hinzu die gleichfalls nicht unbeträchtliche Verbesserung des Gütegrades infolge der Verminderung der Explosions- und Expansionstemperaturen und der dadurch bedingten wesentlich geringeren Kühlverluste. So ergeben sich beispielsweise für die Wärmezufuhr 555 WE/cbm Explosions- und Expansionstemperaturen von 2165° bezw. 1345° absolut (1892 bezw. 1072 über Thermometer-Null), gegenüber 1682° bezw. 945° absolut (1409° bezw. 672° über Thermometer-Null) bei der Wärmezufuhr 312,5 WE/cbm. Daß so bedeutende Temperaturunterschiede (500 bezw. 400° C) nicht ohne weitgehenden Einfluß auf die Kühlverluste und damit auf den praktisch erreichbaren thermischen Wirkungsgrad sein können, liegt auf der Hand.

Weiterhin wird unter normalen Verhältnissen, d. h. bei allen Belastungen gleichmäßig guter Mischung, naturgemäß auch der Verlust durch unvollkommene Verbrennung des Gases bei großem Luftüberschuß geringer ausfallen als bei kleinem, den theoretischen Luftbedarf nur wenig übersteigendem Luftüberschuß, sofern mit der Abschwächung des Gemisches eine durch die Zündsicherheit und allzu geringe

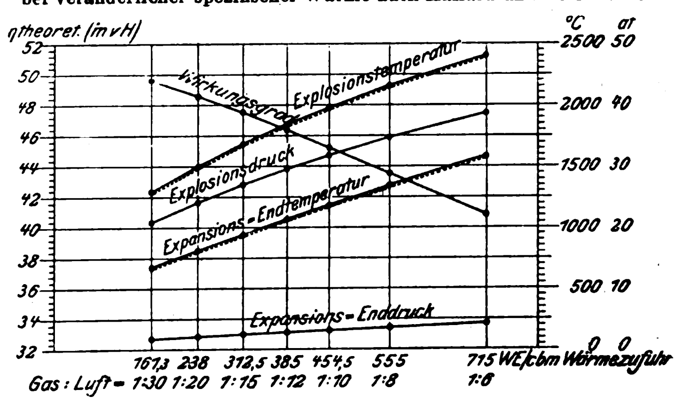
Fig. 1 und 2.

Theoretische Wirkungsgrade, absolute Temperaturen und Drücke einer Leuchtgasmaschine bei verschiedenen Wärmezufuhren

bei unveränderlicher spezifischer Wärme.



bei veränderlicher spezifischer Wärme nach Mallard und Le Châtelier.



[1]) Stodola führt in Z. 1903 S. 838 aus, daß, während nach einem durch die Thermodynamik klargelegten bekannten Grundsatz der thermische Wirkungsgrad mit dem Temperaturgefälle wächst, dies bei veränderlicher spezifischer Wärme von einem bestimmten Punkt an nicht mehr zutrifft; daß in diesem Falle vielmehr der Wirkungsgrad nur bis zu einer gewissen Temperatur zunimmt, darüber hinaus aber wieder kleiner wird.

[2]) Vergl. »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« Heft 8.

[3]) Den Berechnungen ist ein Gas durchschnittlicher Zusammensetzung zugrunde gelegt, für welches die wärmetheoretischen Zahlenwerte für die Berechnung bei unveränderlichen spezifischen Wärmen und die Zusammensetzung der Verbrennungsgase für die Mischungsverhältnisse 1:6 bis 1:12 auf S. 470 des Güldnerschen Werkes »Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen« (1903) zusammengestellt sind.

Brenngeschwindigkeit gegebene Grenze nicht überschritten wird.

Wie ein Vergleich der Figuren 1 und 2 zeigt, nähert sich der unter Zugrundelegung veränderlicher spezifischer Wärmen nach Mallard und Le Châtelier berechnete Wirkungsgrad mit abnehmender Wärmezufuhr immer mehr dem bei unveränderlicher spezifischer Wärme sich ergebenden, während bei großer Wärmezufuhr der Abstand sehr bedeutend ist. Das ist einerseits eine Folge der mit steigender Wärmezufuhr anwachsenden Temperaturen und der damit zunehmenden spezifischen Wärmen, anderseits ist darin eine Wirkung des wachsenden Gehaltes des Zylinderinhaltes an eigentlichen Verbrennungsgasen, d. i. Kohlensäure und Wasserdampf, zu erblicken, für welche von Mallard und Le Châtelier die größten Werte für die Veränderlichkeit, d. h. die Zunahme der spezifischen Wärmen, festgestellt wurden.

Da diese Zunahme, nach Volumen berechnet, für Kohlensäure noch wesentlich größer ist als für Wasserdampf (sie beträgt, bezogen auf 1 cbm, 0,000320 T bei CO_2 gegenüber 0,000284 T bei H_2O), so folgt daraus, daß sich die Wirkung der Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen auf den Wirkungsgrad und die Temperaturen um so mehr bemerkbar machen wird, je größer bei gleichem Wärmegehalt in 1 cbm Gemisch der Volumenanteil des Kohlenoxydes und der Kohlensäure ist. Aus diesem Grunde tritt beim Kraftgas, dessen Hauptbestandteil an brennbaren Gasen ja CO ist, und das außerdem regelmäßig einen beträchtlichen Gehalt an CO_2 aufweist, die Wirkung der Veränderlichkeit der spezifischen Wärmen noch bedeutend stärker hervor als beim Leuchtgas, bei dem neben dem Wasserstoff die leichten Kohlenwasserstoffe überwiegen. Unter Zugrundelegung des gleichen Verdichtungsgrades, wie er für die oben erwähnte Leuchtgasmaschine angenommen wurde, berechnet sich für Kraftgas der theoretische Wirkungsgrad für das Mischungsverhältnis 1:1,20[1]), entsprechend der Wärmezufuhr 524 WE/cbm, zu 0,429, und für das Mischungsverhältnis 1:3,00, entsprechend der Wärmezufuhr 288 WE/cbm — wobei bei der angenommen hohen Verdichtung und entsprechend früher Zündung noch eine gute Verbrennung erzielt wird —, zu 0,475. Die Verbesserung des theoretischen Wirkungsgrades durch Abschwächung des Gemisches innerhalb der angenommenen Grenzen beträgt somit $\frac{0,475}{0,429} = 1,108$ oder 10,8 vH, während sich bei den gleichen Wärmezufuhren für Leuchtgas gemäß der in Fig. 2 dargestellten Linie des Wirkungsgrades nur eine Verbesserung von $\frac{0,478}{0,440} = 1,086$ oder 8,6 vH ergibt.

Hier möge ferner noch darauf hingewiesen werden, daß bei den reichen Kraftgasgemischen infolge des sehr hohen Kohlensäuregehaltes der Verbrennungsgase sowie der hohen Temperaturen mit großer Wahrscheinlichkeit Dissoziation eines mehr oder weniger beträchtlichen Teiles dieser Kohlensäure auftritt, wofür weiter unten noch nähere Anhaltpunkte gegeben werden sollen. Dies geht aus den Untersuchungen von Mallard und Le Châtelier und auch von Dr. Langen über die bei der Verbrennung von CO auftretenden Explosionsdrücke hervor[2]). Nun wirkt aber die Dissoziation und das in ihrem Gefolge bei verminderter Temperatur auftretende Nachbrennen — welches nicht zu verwechseln ist mit dem Nachbrennen infolge zu geringer Brenngeschwindigkeit bei zu schwachem Gemisch — in ganz ähnlicher, aber noch energischerer Weise wie die Zunahme der spezifischen Wärmen mit der Temperatur, nämlich auf Verminderung der Explosionsdrücke und damit auf Herabsetzen des thermischen Wirkungsgrades mit zunehmender Wärmezufuhr. Es wird demnach die durch Abschwächung des Gemisches zu erzielende tatsächliche Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der kühlverlustlosen Maschine infolge des rechnerisch nicht faßbaren Einflusses der Dissoziation eines Teiles der Kohlensäure bei den reichsten Gemischen noch größer sein, als sich gemäß obiger Berechnung ergibt.

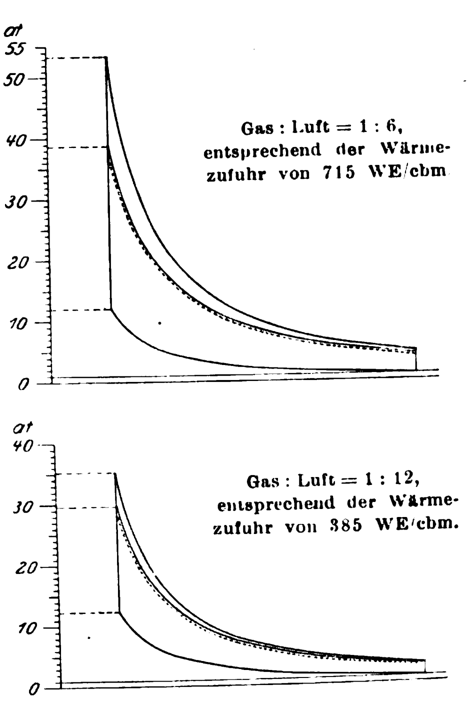
[1]) Es ist ein Gas von 1153 WE/cbm Heizwert zugrunde gelegt, dessen Zusammensetzung dem bekannten Werke von R. Schöttler »Die Gasmaschine« 1902 S. 228 entnommen ist.

[2]) Vergl. Heft 8 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten«.

Die Wirkung der veränderlichen spezifischen Wärmen prägt sich im theoretischen Diagramm der Verbrennungskraftmaschine in der Weise aus, daß die Explosionsdrücke in weit geringerem Maße zunehmen als die Wärmezufuhr, und daß die Expansion nicht nach dem bekannten Gesetz der Adiabate, sondern nach einer bedeutend höher verlaufenden Linie erfolgt, wie aus Fig. 3 und 4, welche den Wärmezufuhren 715 und 385 WE/cbm entsprechen, klar ersichtlich ist. Entsprechend dem weniger raschen Abfall der theoretischen Expansionslinie bei der größeren Wärmezufuhr sowie auch infolge des in gleicher Richtung wirkenden Einflusses der bei den reichen Generatorgasgemischen auftretenden Dissoziation von Kohlensäure und des im Gefolge derselben auftretenden Nachbrennens wird auch der aus dem Indikatordiagramm der ausgeführten Maschine zu ermittelnde Exponent für die polytropische Expansion mit wachsender Wärmezufuhr ganz erheblich abnehmen müssen, was durch die in Fig. 5 wiedergegebenen Diagramme eines ausgeführten 20 pferdigen

Fig. 3 und 4.

Theoretische Diagramme eines Leuchtgasmotors bei unveränderlicher und bei veränderlicher spezifischer Wärme nach Mallard und Le Châtelier.



Expansionslinie bei unveränderlicher spezifischer Wärme
Expansionslinie bei veränderlicher spezifischer Wärme

Sauggasmotors mit Gemischregelung bestätigt wird. Damit im Zusammenhange steht auch die Tatsache, daß die Flächenentwicklung der bei den Bremshebelbelastungen $P = 66$ und $P = 58,9$ abgenommenen Diagramme trotz verhältnismäßig geringer Zunahme des Explosionsdruckes ganz bedeutend größer ist als diejenige des bei schwachem Gemisch erhaltenen Diagrammes, entsprechend der Bremsbelastung $P = 49,8$. (Bezüglich des Diagrammes $P = 58,9$ ist hierbei in Betracht zu ziehen, daß es infolge irgend eines zufälligen Umstandes — Abschlacken des Generators oder dergl. — keine so vollständig entwickelte Spitze hat wie die andern Diagramme; seine ideelle, bei Verlängerung der Expansionslinie sich ergebende Höhe beträgt etwa 28 at gegenüber etwa 26 at bei $P = 49,8$ und rd. 30 at bei $P = 66$.)

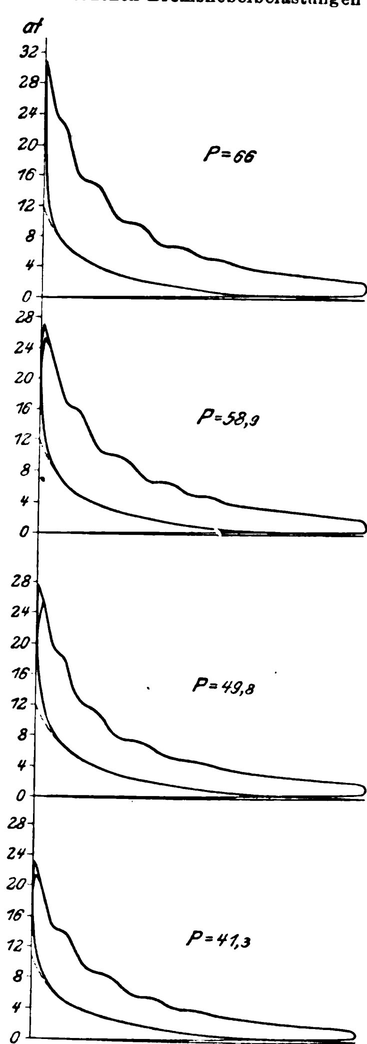
Bemerkenswert ist bei den Diagrammen ferner die frühe Zündung, durch die auch bei verhältnismäßig schwachen Gemischen trotz ihrer relativ geringen Bremsgeschwindigkeit eine rechtzeitige und vollkommene Verbrennung erzielt und damit ein die Wärmeökonomie beeinträchtigendes Nachbrennen vermieden wird. Außerdem erfolgt dabei auch der Uebergang von der Verdichtungslinie in die steil ansteigende Explosionslinie ganz allmählich, so daß der Gang der Maschine sehr ruhig ist. Es möge noch bemerkt werden, daß

der geringste Brennstoffverbrauch der Maschine bei der einer Bremsbelastung $P = 58,9$ kg entsprechenden Bremsleistung von 25,6 PS mit 0,356 kg Anthrazit für 1 PS_e-st[1]), entsprechend 2808 WE, erzielt wurde, wohingegen der Verbrauch bei der höchsten Dauerleistung von 27,44 PS_e 0,367 kg/PS_e-st betrug. (Das Diagramm $P = 66$ entspricht der vorübergehenden Höchstleistung von etwa 28,3 PS_e.)

Aus den vorangegangenen Betrachtungen geht hervor, daß man, um die größtmögliche Höchstleistung einer Gasmaschine mit einer guten Wärmeausnutzung bei den mittleren Belastungsstufen und insbesondere bei der normalen Dauerleistung sowie mit unbedingter Betriebsicherheit (gegenüber Störungen durch unzeitige Zündungen) zu verbinden, den Zylinder bei der vorübergehenden Höchstleistung mit einem starken Gemisch von dem unbedingt erforderlichen geringsten Luftüberschuß laden und alsdann das Gemisch bei gleichbleibender Verdichtung entsprechend der abnehmenden Belastung soweit abschwächen muß, wie es bei entsprechend früher Zündung ohne Nachteil für die gute, d. h. rechtzeitige Verbrennung geschehen kann. Von diesem Punkt an bis auf den Leergang herunter muß dann ein andres Regelverfahren angewandt werden. Nach diesen Grundsätzen ist das Regelverfahren entworfen worden, welches in Fig. 6 zeichnerisch im Zusammenhang mit dem konstruierten Wärmeverbrauchdiagramm für einen Sauggasmotor von 100 PS_e Höchstleistung dargestellt ist.

Fig. 5.

Indikatordiagramme eines Sauggasmotors mit kombinierter Regelung nach D. R. P. 180962, abgenommen bei verschiedenen Bremshebelbelastungen P.



Wie aus der zeichnerischen Darstellung des Gasgehaltes des Gemisches und der Zylinderfüllung ersichtlich, wird der Gasgehalt bei gleichbleibender Füllung, also konstanter Verdichtung, bis zu $^2/_3$ der effektiven Höchstleistung auf $^2/_3$ des ursprünglichen Wertes vermindert. Von da ab bleibt die Zusammensetzung des Gemisches konstant, und es wird nunmehr bis auf den Leergang herunter nur seine Menge durch den Regler vermindert. Multipliziert man die zusammengehörigen Werte für den Gasgehalt des Gemisches und für die Zylinderfüllung, so erhält man den Gasverbrauch des Motors bei den betreffenden Belastungen, oder auch, da der Heizwert des Gases als konstant angenommen wird, den Wärmeverbrauch desselben. Dieser ist im Wärmeverbrauchdiagramm als Linie I aufgetragen. Unter der praktisch zulässigen Annahme, daß die Eigenreibung der Maschine bei allen Belastungen = 25 PS, die Zusatzreibung infolge der Belastung also gleich null ist[2]), sowie unter der weiteren Annahme, daß die Abnahme der indizierten und der effektiven Leistung gleichmäßig nach einer geraden Linie erfolgt (vergl. die N_i- und N_e-Linien im Zylinderfüllungsdiagramm), ergibt sich dann aus der Linie des Wärmeverbrauches bei den verschiedenen Belastungen die im Wärmeverbrauchdiagramm mit III bezeichnete Kurve des Wärmeverbrauches für 1 PS_e-st.

Beim Entwurf der Linien I und III ist der Wärmeverlust im Generator noch nicht berücksichtigt. Der thermische Wirkungsgrad des letzteren kann im Durchschnitt zu 0,80 bei Höchstleistung und 0,60 bei Leergang angenommen werden. Unter Zugrundelegung dieser Werte, die bei Anthrazit- und Koksgeneratoren vielleicht etwas überschritten und bei Braunkohlengeneratoren etwas unterschritten werden können, erhält man die im Diagramm unter II eingetragene Linie für den Gesamtwärmeverbrauch des Motors mit Generator und hieraus die mit IV bezeichnete Kurve des Gesamtwärmeverbrauches für 1 PS_e-st.

Wie aus dem Verlauf der Kurve III ersichtlich, bleibt unter den vorhin gemachten Annahmen der für 1 PS_e-st berechnete Wärmeverbrauch des Motors ohne Generator von der Höchstleistung bis auf $^2/_3$ derselben = 66,66 PS_e konstant, wenn der Gasgehalt des Gemisches bis zu diesem Belastungspunkt auf $^2/_3$ des ursprünglichen Wertes vermindert wird. Zu diesem Zwecke, d. h. um den mit abnehmender Belastung zunehmenden Einfluß der Eigenreibung auf den Verbrauch für 1 PS_e-st auszugleichen, muß der thermische Wirkungsgrad des Motors an der erwähnten Stelle um rd. 9 vH besser sein als bei der Höchstleistung (vergl. die gestrichelt eingezeichneten Linien konstanten Wirkungsgrades). Trotz dieses besseren Wirkungsgrades steigt aber der auf 1 PS_e-st umgerechnete Gesamtverbrauch, d. h. der Verbrauch des Motors einschließlich Generators, bis zu $^2/_3$ der Höchstleistung noch um ein gewisses Maß an. Um dieses Ansteigen zu vermeiden, d. h. um auch den Einfluß des mit abnehmender Belastung kleiner werdenden Wirkungsgrades des Generators auf den Verlauf der Verbrauchkurve auszugleichen, müßte, wie sich aus Fig. 7 ergibt, der thermische Wirkungsgrad des Motors bei $^2/_3$ der effektiven Höchstleistung infolge der Abschwächung des Gemisches um rd. 16,7 vH besser sein als bei der Höchstleistung, und unter sonst gleichen Annahmen wie oben müßte der Gasgehalt des Gemisches bei diesem Belastungspunkt anstatt auf $^2/_3$ des ursprünglichen Wertes auf 0,611 desselben vermindert werden. Die Kurve des auf 1 PS_e-st umgerechneten Verbrauches des Motors allein würde sich dabei, wie das Diagramm zeigt, zunächst bis zu dem in Betracht gezogenen Belastungspunkt etwas senken, um von da an gegen den Leergang hin in der bekannten, allen durch Veränderung der Gemischmenge geregelten Motoren eigenen Weise progressiv anzusteigen.

Inwieweit die unter den gemachten Annahmen konstruierten Kurven des Brennstoffverbrauches mit der Gesamtverbrauchkurve eines ausgeführten Motors übereinstimmen, zeigt ein Vergleich derselben mit der in den Diagrammen nach Versuchsergebnissen eingezeichneten Kurve V. Diese bezieht sich auf einen 20pferdigen Motor, der bei der dauernden Höchstleistung von 27,44 PS_e einen Anthrazitverbrauch von 0,367 kg/PS_e-st, entsprechend einem Wärmeverbrauch von 2895 WE/PS_e-st, ergab[1]).

Es ist hierzu noch zu bemerken, daß diese Ergebnisse mit dem erstausgeführten Motor ohne jegliche Vorversuche mit dem betreffenden Regelschieber erzielt wurden, so daß nach gründlicher Erprobung aller die Wärmeausnutzung beeinflußenden Verhältnisse zweifellos noch ein wesentlich günstigerer Verlauf der Verbrauchkurven erzielt werden kann. Diese Annahme erscheint um so mehr gerechtfertigt, wenn man berücksichtigt, daß, wie sich aus dem Brennstoffverbrauch und dem Ansaugevolumen für die Stunde berechnen läßt, die Abschwächung des Gemisches nur etwa von 500 auf höchstens 380 WE/cbm getrieben wurde, während, wie ich durch Versuche feststellen konnte, bei hoher Verdichtung von 8 bis 12 at noch bei weit schwächeren Gemischen eine

[1]) Vergl. auch Z. 1905 S. 1001 Fig. 22 und 23.

[2]) Nach Versuchen von Dr. Arnold Langen, veröffentlicht in Z. 1905 S. 1359, soll die Eigenreibung sogar mit zunehmender Belastung wesentlich abnehmen; doch ist es wohl schon mit Rücksicht auf den bei diesen Versuchen ermittelten ganz ungewöhnlich hohen mechanischen Wirkungsgrad von 0,927 völlig ausgeschlossen, daß die an genannter Stelle mitgeteilten Werte als normal gelten können.

[1]) Vergl. auch Fig. 22 und 23 des Aufsatzes »Die Gasmaschine Bauart Mees«, Z. 1905 S. 1001.

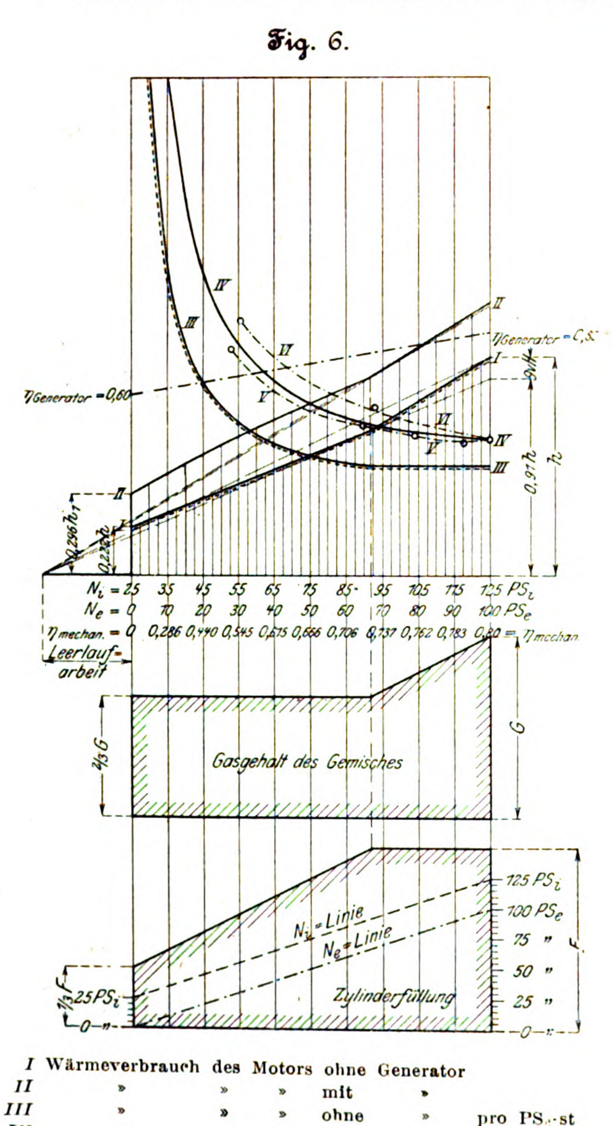
sichere Zündung und vorteilhafte Verbrennung des Gemisches erzielt wird.

In gleicher Weise wie in Fig. 6 und 7 für die kombinierte Regelung ist in Fig. 8 das Regelungs- und Wärmeverbrauchdiagramm für die bislang bei Sauggasmotoren allgemein übliche Regelung durch Veränderung der Gemischmenge bei gleichbleibendem Mischungsverhältnis gezeichnet, und zwar unter der Annahme, daß der Leergangverbrauch des Motors allein $= \frac{1}{4}$ desjenigen bei Höchstleistung ist, was unter Berücksichtigung der oben angenommenen Wirkungsgrade des Generators einem Gesamt-Leergangverbrauch von Motor und Generator gleich $\frac{1}{3}$ desjenigen bei Höchstleistung

und 7 noch dadurch, daß der Gasgehalt des Gemisches nicht nur auf $\frac{2}{3}$ bezw. auf 0,611, sondern bis auf $\frac{1}{2}$ des ursprünglichen Wertes vermindert wird, und zwar ist dies der Fall bei etwa 40 bis 50 vH der effektiven Höchstleistung. Dieses schwache Gemisch würde nun aber bei Leergang oder bei ganz geringer Belastung infolge der stark verminderten Verdichtung in den meisten Fällen nicht mehr schnell genug verbrennen, weshalb es notwendig ist, es bei stark abnehmender Menge gegen den Leergang hin wieder etwas anzureichern, dergestalt, daß, wie aus dem Diagramm ersichtlich, der Gasgehalt des Gemisches bei Leergang $\frac{2}{3}$ des ursprünglichen der Höchstleistung entsprechenden Wertes beträgt.

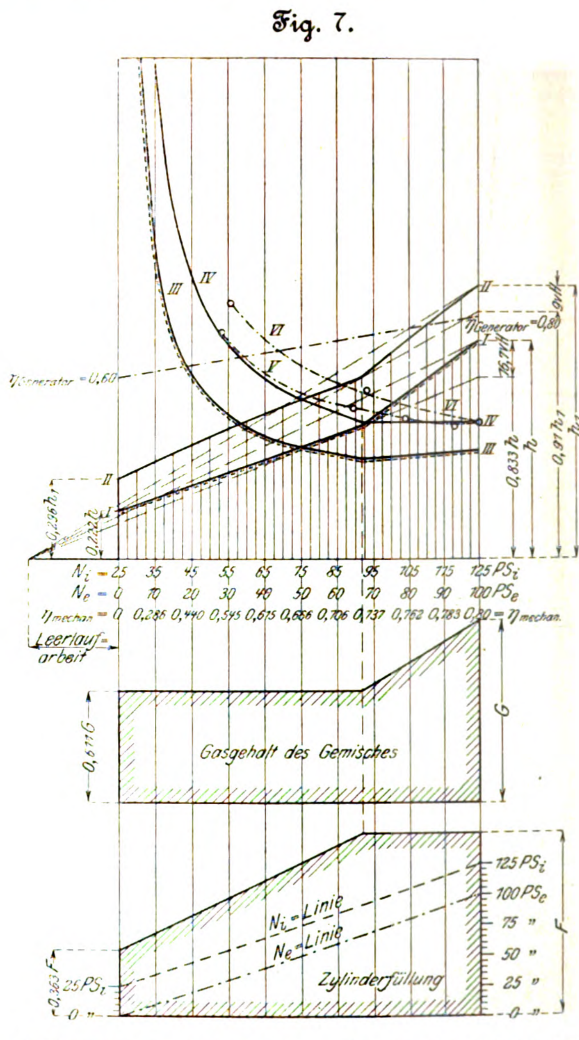
Regulier- und Wärmeverbrauchdiagramme eines Sauggasmotors mit kombinierter Regelung nach D. R. P. Nr. 180962.

Fig. 6.

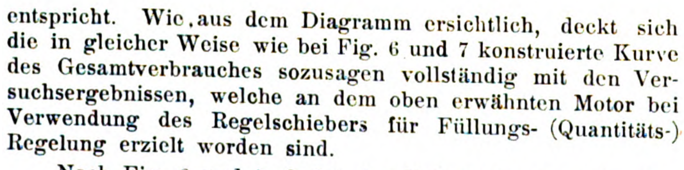


I Wärmeverbrauch des Motors ohne Generator
II » » » mit »
III » » » ohne » pro PS$_e$-st
IV » » » mit » » »

Fig. 7.



V Versuchsergebnisse eines ausgeführten 20 pferdigen Motors mit kombinierter Regelung
VI Versuchsergebnisse desselben Motors mit gewöhnlicher Füllungs-(Quantitäts-)Regelung



entspricht. Wie aus dem Diagramm ersichtlich, deckt sich die in gleicher Weise wie bei Fig. 6 und 7 konstruierte Kurve des Gesamtverbrauches sozusagen vollständig mit den Versuchsergebnissen, welche an dem oben erwähnten Motor bei Verwendung des Regelschiebers für Füllungs- (Quantitäts-) Regelung erzielt worden sind.

Nach Fig. 6 und 7 findet der Uebergang von der Gemisch- zur Füllungsregelung unvermittelt statt, so daß die Verbrauchlinien an der Uebergangstelle einen scharfen Knick erhalten. Praktisch wird sich der Uebergang natürlich nicht so scharf bewerkstelligen lassen, und man wird deshalb gut daran tun, beim Entwurf des Regelungsdiagrammes von vornherein damit zu rechnen. Beim Diagramm nach Fig. 9 findet daher der Uebergang ganz allmählich statt. Außerdem unterscheidet sich dieses Diagramm von denen nach Fig. 6

Dadurch wird der Einfluß der abnehmenden Verdichtung auf die Brenngeschwindigkeit ausgeglichen, so daß man bis auf den Leergang herunter eine gute Zündung und Verbrennung erhält.

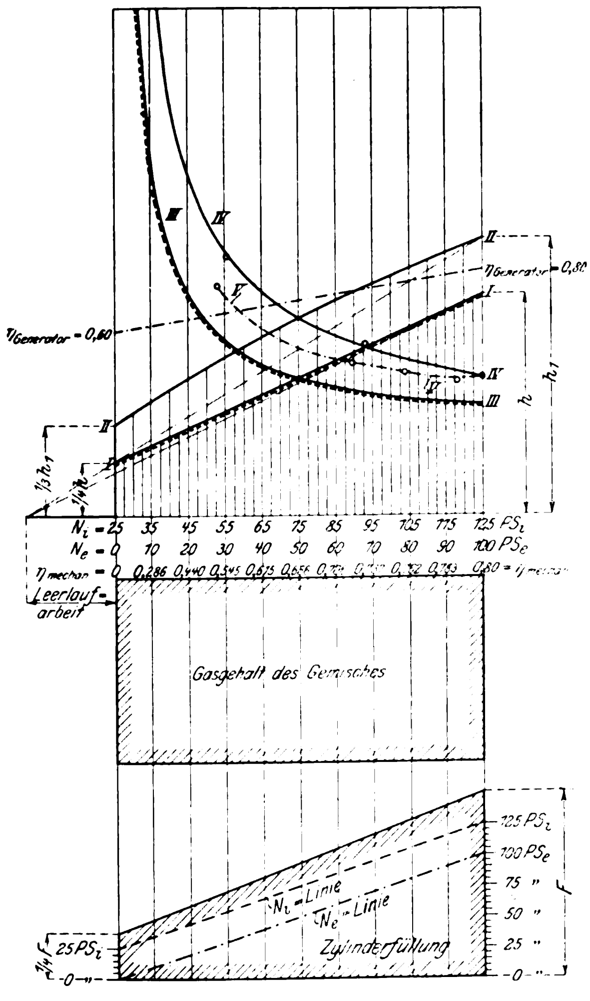
Wie aus dem zugehörigen Wärmeverbrauchdiagramm zu entnehmen, würde, damit die durch Versuche zu ermittelnde Verbrauchkurve für den Motor einschließlich Generators sich mit der konstruierten Kurve IV deckt, bei einer Belastung von 40 bis 50 vH der Höchstleistung ein um 20 vH besserer thermischer Wirkungsgrad erzielt werden müssen, was bei sorgfältigster Wahl aller die Wärmeausnutzung beeinflussenden Verhältnisse, d. h. bei möglichst genauer Regelung nach dem in Fig. 9 gezeichneten Diagramm, wohl erreicht werden kann. Aber selbst in den Fällen, in denen infolge ungünstiger Umstände dieses Ideal nicht ganz er-

reicht werden sollte, ist der zu erzielende Vorteil immer noch groß genug, um alle nach dieser Richtung hinzielenden Bestrebungen zu rechtfertigen.

Der günstige Verlauf der nach Versuchsergebnissen eingezeichneten Kurve des Brennstoffverbrauches findet eine Bestätigung durch die Versuche, die Prof. E. Meyer an einer etwa 6 pferdigen Leuchtgasmaschine in Hannover angestellt hat und deren Ergebnisse in Z. 1899 S. 362 veröffentlicht sind. Obwohl das Mischungsverhältnis hierbei nur innerhalb der Grenzen von 1 : 6 bis 1 : 8,3 verändert wurde, ergaben sich mit abnehmender Belastung, entsprechend dem schwächeren Gemisch, für die PS_i-Stunde durchweg erheblich

Fig. 8.

Regulier- und Wärmeverbrauchdiagramm eines Sauggasmotors mit Füllungs-(Quantitäts-)Regelung.



I Wärmeverbrauch des Motors ohne Generator
II » » » mit »
III » » » ohne » pro PS_e-st
IV » » » mit » » » , zugleich Versuchsergebnisse eines ausgeführten Motors mit Füllungs-(Quantitäts-)Regelung
V Versuchsergebnisse desselben Motors mit kombinierter Regelung nach D. R. P. Nr. 180 962

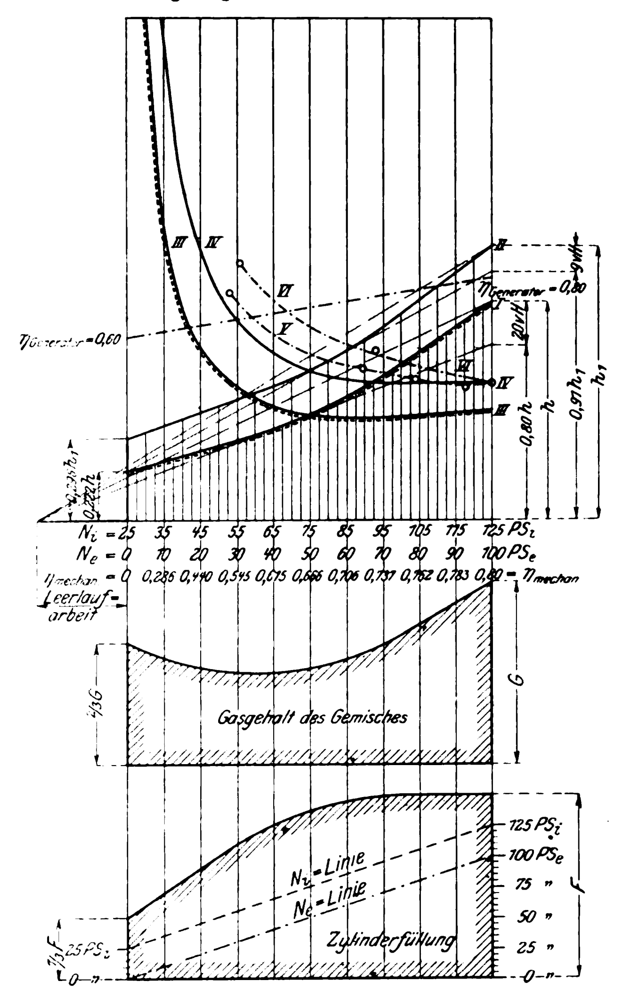
geringere Gasverbrauchzahlen und teilweise trotz des verhältnismäßig kleinen mechanischen Wirkungsgrades sogar noch etwas geringere Gasverbrauchzahlen pro PS_e-st. Noch wesentlich stärker tritt die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades durch Abschwächung des Gemisches aus sehr eingehenden Versuchen von A. Nägel hervor, die im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule in Dresden an einem 8 pferdigen Körting-Motor angestellt worden sind [1]).

[1]) A. Nägel: Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses. Zur Habilitation an der Königl. Sächs. Techn. Hochschule zu Dresden vorgelegt. S. a. Z. 1907 S. 1405 u. f.

Diese bei gleichbleibender Belastung ausgeführten Versuche ergaben mit großer Regelmäßigkeit für das schwächere Gemisch bis zu einer bestimmten Grenze eine ganz bedeutende, im allgemeinen zwischen etwa 15 und 30 vH liegende (je nachdem die einzelnen Versuchsreihen bei niederem oder höherem Kompressionsgrad angestellt wurden) und noch darüber hinausgehende Abnahme des Wärmeverbrauches für die PS_e-Stunde, und zwar sowohl für Leuchtgas als auch für Generatorgas (vergl. die in Fig. 60 auf S. 80 des erwähnten Berichtes zusammengestellten, bei $N_e = 6$ PS erhaltenen Verbrauchskurven). Dabei fällt an den Verbrauchkurven für Generatorgas im Gegensatz zu den mit Leuchtgas erhaltenen auf, daß

Fig. 9.

Regulier- und Wärmeverbrauchdiagramm eines Sauggasmotors mit kombinierter Regelung nach Zusatz zu D. R. P. Nr. 180 962.



I Wärmeverbrauch des Motors ohne Generator
II » » » mit »
III » » » ohne » pro PS_e-st
IV » » » mit » » »
V Versuchsergebnisse eines ausgeführten 20 pferdigen Motors mit kombinierter Regelung
VI Versuchsergebnisse desselben Motors mit gewöhnlicher Füllungs-(Quantitäts-)Regelung

sie zu Anfang durchweg sehr rasch, später weniger schnell abfallen, was offenbar mit dem sehr hohen Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase der reichen Generatorgasgemische zusammenhängt und mit dem Verlauf der in Fig. 6 bis 9 nach Versuchsergebnissen eingezeichneten Verbrauchkurve gut übereinstimmt. Es möge hier noch erwähnt werden, daß der Verfasser zu Eingang seines Berichtes darauf hinweist, daß Versuche an einem 70 pferdigen Deutzer Motor ganz ähnliche Resultate ergeben haben, so daß es sich also nicht um Zufalls- oder Ausnahmeergebnisse handeln kann. Wenn bei Abschwächung des Gemisches über einen bestimmten Punkt hinaus wieder eine Zunahme des Wärmeverbrauches pro PS_e-st festgestellt wurde, so liegt das, wie aus

den Diagrammen hervorgeht, offenbar daran, daß die Zündung nicht zeitig genug erfolgte, um bei den schwächsten Gemischen ein die Wärmeökonomie beeinträchtigendes Nachbrennen zu verhindern. Teils aus diesem Grunde haben auch — wie gleichfalls aus den Diagrammen sowie auch aus den Angaben über den Zeitpunkt der Zündung geschlossen werden kann — die Versuche, über die Prof. E. Meyer im Heft 8 der »Mitteilungen über Forschungsarbeiten« berichtet, keine Abnahme des Wärmeverbrauches mit abnehmender Belastung ergeben. Außerdem war aber auch — wie Prof. Meyer in dem erwähnten Bericht ausführt, infolge schlechter Mischung — die Verbrennung des Gemisches bei der untersuchten Maschine äußerst unvollkommen, wie durch Analyse der Abgase festgestellt wurde. Prof. Meyer sagt darüber auf S. 71 seines Berichtes: »Falls es nun richtig ist, daß bei den Leuchtgasversuchen durch unvollständige Verbrennung bei 6 PS_e Belastung mindestens 10 vH der Gesamtwärme mehr verloren gehen als bei 10 PS_e, so ist also der tatsächliche Wärmeverbrauch für 1 PS_i-st (d. h. der Verbrauch an Wärme, die im Gasmotor wirklich zur Entwicklung gelangt) bei 6 PS_e um ungefähr 10 vH kleiner als bei 10 PS_e. Ob diese Annahme des Wärmeverbrauches mit abnehmender Belastung, die sich auch bei den hannoverschen Versuchen ergeben hat, mit der Theorie übereinstimmt, wird später erörtert werden.« (Vergl. auch das eingangs erwähnte Zitat über den Einfluß des Mischungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine.) Bei Kraftgas konnte dagegen auch Prof. Meyer teilweise eine außerordentlich rasche Abnahme des Brennstoffverbrauches mit abnehmender Wärmezufuhr feststellen. Wie auf S. 80 des erwähnten Berichtes ausgeführt wird, nahm der Brennstoffverbrauch für die PS_i-Stunde bei einigen mit sehr reichen Gemischen angestellten Versuchen schon bei einer Zunahme des Luftüberschusses von 8 bis 10 vH auf nur 20 vH des theoretischen Luftbedarfes trotz gleicher Belastung und sonstiger Versuchsbedingungen um 9 vH ab, was mit den oben erwähnten Versuchen von Nägel gut übereinstimmt. Da der Mehrverbrauch an Wärme bei dem reicheren Gemisch weder durch das Kühlwasser abgeführt wurde, noch durch Analyse der Abgase als unvollkommene Verbrennung des Gases nachgewiesen werden konnte, so kann er meines Erachtens in ungezwungener Weise nur durch Dissoziation eines Teiles der Kohlensäure mit nachfolgendem Nachbrennen bei verminderter Temperatur erklärt werden, welcher Vorgang noch energischer auf Verschlechterung des Wirkungsgrades wirkt als die damit parallel gehende Zunahme der spezifischen Wärmen mit der Temperatur.

Nach alledem kann es keinem Zweifel unterliegen, daß es bei zweckentsprechender Regelung und richtiger Wahl aller in Betracht kommenden Verhältnisse recht wohl möglich ist, den auf die PS_e-Stunde bezogenen Wärmeverbrauch einer Gasmaschine innerhalb weiter Belastungsgrenzen konstant oder doch annähernd konstant zu erhalten.

Im Anschluß an obige Darlegungen und mit Rücksicht auf die Gegenüberstellung der Wärmeverbrauchkurven eines Sauggas- und eines Dieselmotors im Aufsatz des Hrn. Kutzbach (vergl. die Figuren 29 und 30 auf S. 584) ist es von Interesse, zu untersuchen, welche Einflüsse beim Dieselmotor auf den Verlauf dieser Kurve einwirken. Bei diesem dürfte gemäß dem theoretischen Luftbedarf der in Betracht kommenden flüssigen Brennstoffe die obere Grenze der Wärmezufuhr bei etwa 600 WE/cbm oder etwas darüber liegen. Da nun beim Dieselmotor in gleicher Weise wie bei dem mit Gemischregelung versehenen Explosionsmotor mit abnehmender Belastung — und zwar bis auf den Leergang herunter — das Gemisch abgeschwächt, d. h. die einzuspritzende Brennstoffmenge bei gleichbleibender Luftmenge vermindert wird, so müßte sich gemäß der Kurve des theoretischen Wirkungsgrades nach Fig. 2 die vorteilhafte Wirkung der Abschwächung des Gemisches im Verein mit der durch das Arbeitverfahren bedingten Eigenschaft, daß der Expansionsgrad mit abnehmender Belastung, also geringerem Volldruckvolumen, zunimmt, in noch weit stärkerem Maße durch einen entsprechend günstigen Verlauf der Kurve des Brennstoffverbrauches bemerkbar machen, als es tatsächlich der Fall ist, wenn nicht ungünstige Einflüsse vorhanden wären, welche die erwähnten vorteilhaften Wirkungen teilweise unwirksam machen oder ausgleichen. Als solche sind zu nennen:

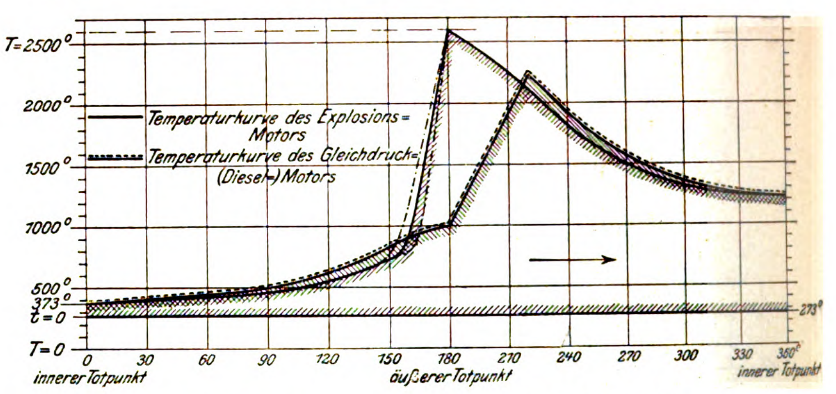
1) Auch beim Dieselmotor wird mit abnehmender Belastung ein Punkt erreicht, bei dem, teils infolge der durch die geringere Brennstoffeinspritzung, also die Abschwächung des Gemisches bedingten geringeren Brenngeschwindigkeit, teils infolge der niedrigeren Anfangs- und demzufolge Kompressions-Endtemperatur, die Verbrennung nicht mehr so rasch und so zeitig vor sich geht, wie es im Interesse einer guten Wärmeausnutzung notwendig wäre; daher der starke Abfall der Verbrennungslinie in den bei geringer Belastung abgenommenen Diagrammen (vergl. Fig. 24 bis 27 auf S. 582), welcher genau so einer Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades der Maschine entspricht, wie das Nachbrennen im Diagramm einer Explosionsmaschine.

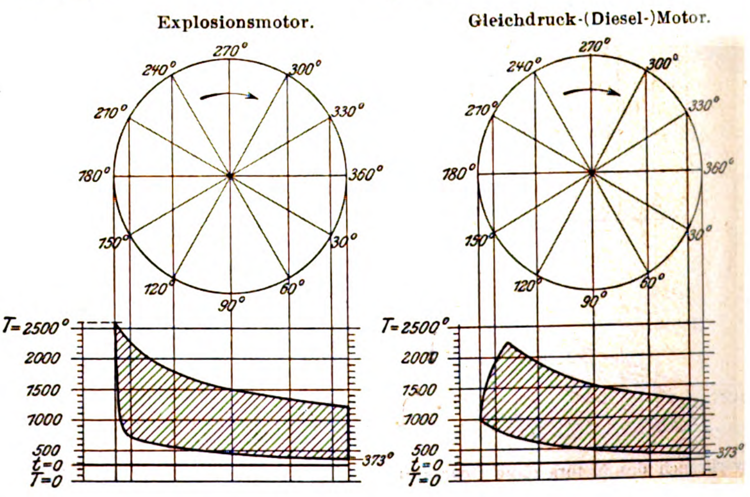
2) Die indizierte Arbeit der Einblaseluftpumpe, die bei Vollbelastung nur einen verhältnismäßig geringen Bruchteil der indizierten Leistung der Maschine ausmacht (nach den Versuchen von Prof. Meyer, Z. 1903 S. 670, kann sie zu ungefähr 2,5 bis 2,7 vH derselben angenommen werden), entspricht offenbar bei geringer Belastung einem recht erheblichen Prozentsatz der indizierten Leistung: sie dürfte einschließlich der von der Luftpumpe verzehrten Reibungsarbeit mit 10 bis 15 vH der indizierten Leergangarbeit nicht zu hoch geschätzt sein.

3) Es muß sich auch der Einfluß der Eigenreibung der Maschine mit abnehmender Belastung stärker geltend machen

Fig. 10.

Temperaturdiagramme eines Explosions- und eines Gleichdruckmotors (Dieselmotors).





als bei einer Explosionskraftmaschine, da bei letzterer der geringeren Belastung auch kleinere Kompressions- und Expansionsdrücke entsprechen, wohingegen beim Dieselmotor die Kompressionsdrücke für alle Belastungen annähernd gleich bleiben und die Expansionsdrücke im Vergleich zum Explosionsmotor nur verhältnismäßig wenig abnehmen.

Alle diese Einflüsse bewirken zusammen, daß die auf Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades mit abnehmender Belastung gerichteten Bestrebungen nicht in höherem Maße zur Geltung kommen, als dies tatsächlich der Fall ist (vergl. Fig. 30 auf S. 584). Da diese Einflüsse bei einer nach den an Hand der Figuren 6 bis 9 entwickelten Grundsätzen geregelten Explosionskraftmaschine teils gänzlich in Wegfall kommen, teils in weit geringerem Maße vorhanden sind, so erscheint es durchaus begreiflich, daß hierbei der Wärmeverbrauch in noch weiteren oder doch zum wenigsten ebenso weiten Grenzen konstant bleiben muß wie beim Dieselmotor, zumal auch der Einfluß der Temperaturen auf den theoretischen Wirkungsgrad sowie auf den Gütegrad sich bei letzterem nicht in so starkem Maße geltend machen kann wie beim Explosionsmotor. Wie ein Vergleich der in Fig. 10 auf Grund der Figur 17 (S. 525) dargestellten Temperaturdiagramme eines Diesel- und eines Explosionsmotors gleichen theoretischen Wirkungsgrades (bei 400 WE/cbm Wärmezufuhr) zeigt, fallen beim Dieselmotor infolge der Verbrennung unter konstantem Druck und des dadurch bedingten Umstandes, daß ein erheblicher Teil der zugeführten Wärme bereits während der Zufuhr in indizierte Arbeit umgesetzt wird, die Verbrennungstemperaturen trotz der bedeutend höheren Kompressions-Endtemperatur wesentlich niedriger aus als beim Explosionsmotor, was gemäß den weiter oben gemachten Darlegungen auf den theoretischen Wirkungsgrad günstig einwirken muß, und außerdem treten die hohen Temperaturen auch während wesentlich kürzerer Zeit auf, so daß sich der kühlende Einfluß der Wandungen in weniger hohem Maße geltend machen wird. Das ist an sich natürlich ein Vorteil des Dieselmotors, der nicht unwesentlich zu seiner guten Wärmeausnutzung beitragen dürfte. Die oben erwähnte Neigung zur Zunahme des Wirkungsgrades mit abnehmender Belastung, d. h. mit verminderten Temperaturen, wird dadurch aber natürlich verringert.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 1. Juni 1907.

Fränkisch-Oberpfälzischer Bezirksverein.

Sitzung vom 11. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Ely. Schriftführer: Hr. Bogatsch.

Anwesend 50 Mitglieder und 46 Gäste.

Hr. Gebele spricht über die neue Quecksilberdampflampe der A. E. G.

Der Vortragende weist zunächst auf die Cooper-Hewitt-Lampe hin[1]). Diese Lampen mußte man mit der Hand langsam neigen, um den Lichtbogen zu erzeugen. Die Quecksilberdampflampen der A. E. G. brauchen nicht gekippt zu werden. Die Lampe wird hängend an der Decke angebracht und von einer beliebigen Stelle aus mittels eines unten an der Lampe angebrachten Elektromagneten entzündet, der zunächst einen Hülfslichtbogen in der Lampe erzeugt, welcher fast gleichzeitig den dauernden Quecksilberdampf-Lichtbogen bildet. Durch die Lampe ist ein Faden von hohem elektrischem Widerstand gespannt. Unten schiebt sich hülsenförmig ein Eisenstäbchen über das Ende des Fadens, das in das unten befindliche Quecksilber eintaucht. Beim Einschalten der Lampe zieht der Elektromagnet dieses Eisenstäbchen in sich hinein, wobei eine Unterbrechungsstelle zwischen Faden und Stäbchen geschaffen und ein Lichtbogen erzeugt wird.

Die Lampen haben eine Lichtstärke von 270 HE. Der Kraftverbrauch beträgt 220 Watt bei 4 Amp.

Zur Speisung von Quecksilberlampen kann nur Gleichstrom verwendet werden. Wechselstrom kommt vorläufig nicht in Frage.

Die Lichtstärke nimmt nicht wie bei den Glühlampen mit der Zeit ab, sondern bleibt unverändert. Schäden an Lampen treten äußerst selten auf, und so besitzen wir hier für das sehr oft auftretende Bedürfnis nach einer mittelstarken Lichtquelle von hoher Lichtausbeute eine solche von fast unbeschränkter, in jedem Falle mehrere tausend Brennstunden betragender Lebensdauer.

Eingegangen 7. Juni 1907.

Mannheimer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Blümcke. Schriftführer: Hr. v. Dorsten.

Der Vorsitzende gedenkt vor Eintritt in die Tagesordnung der verstorbenen Mitglieder Brechtel und H. Müller-Staufer und fordert die Versammlung auf, deren Andenken durch Erheben von den Sitzen zu ehren.

Hr. Bilfinger spricht über Talsperren.

Der Redner hebt zunächst die Bedeutung hervor, die die Talsperren als Sammelbehälter für Energie haben. Allein das Sammlen der Wasserkräfte ist nicht der Hauptzweck der Talsperren, sondern die Möglichkeit, Hochwasser tage-, wochen-, monatelang hinhalten und unsre schiffbaren Flüsse einigermaßen regulieren zu können, besonders dadurch, daß wir bei Niedrigwasser aus den Talsperren und vorhandenen Seen von dem Vorrat abgeben. Diese Frage hat für Mannheim eine besondere Bedeutung; denn Mannheim hat den Schlüssel zu den Berechnungen der Wassermengen in der Hand, die uns der Rhein bringt. Die Wassermasse, welche zwischen Ludwigshafen und Mannheim den Rhein hinunterläuft, beträgt 300 bis 5000 cbm/sk und berechnet sich für das Jahr 1897 auf 43 Milliarden cbm.

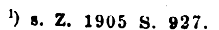
Intze hat 1888 den Erlaß des Kaisers Napoleon von 1856 aufgenommen. Napoleon rühmte darin das Fassungsvermögen des Bodensees, das er auf $2^1/_2$ Milliarden, des Genfer Sees, das er auf $1^3/_4$ Milliarden cbm Wasser schätzte. Der Erlaß gipfelte in dem Satz: »Die ganze Aufgabe ist also die, den jähen Wasserandrang hintanzuhalten oder ihn zu verspäten.« Intze hat diese Aufgabe gelöst, jedoch nicht auf dem Wege der Wehre, wie sie Napoleon im Damm von Pénay unterhalb Raone als Muster dargestellt hat, sondern durch Anlage vollständiger Talsperren, wie wir sie jetzt an der Eifel und vielen andern Orten ausgeführt sehen und wie sie auch in den Vogesen bei Mülhausen vorhanden sind[1]).

Der Redner verweist auf seinen Vortrag über die Ausnutzung des Titisees als Talsperre[2]). Er hat ausgerechnet, daß 60 Titiseen, deren Wasserspiegel man sich 7 m heben und senken läßt, als Talsperren soviel nützen würden wie jetzt der Bodensee bei um $2^1/_2$ bis 3 m veränderlichem Wasserstand; er hält den Abfluß des Bodensees bei Konstanz unter der Brücke von 3×46 qm für außerordentlich günstig und möchte wünschen, daß diese Schwankung des Wasserspiegels nie geändert würde.

Im Jahr 1864 hat sich infolge eines Hochgewitters der Wasserspiegel des Vierwaldstätter Sees innerhalb 10 st um 20 cm gehoben. Bei einer Fläche von 113 qkm ergibt dies eine Wassermasse von 22600000 cbm, oder 10 st lang von 628 cbm/sk. Rechnet man, daß an diesem Tage 372 cbm/sk abgeflossen sind, so gibt das einen Niederschlag am Vierwaldstätter See von 1000 cbm. Nimmt man an, daß nur 50 cbm mehr abgelaufen sind, so hätte diese Menge 5 Tage gebraucht, um durch die Reuß abzufließen. Wenn wir demnach dem See zumuteten, er solle 100 Tage lang 25 cbm/sk für Niedrigwasser ablaufen lassen, das in Ludwigshafen herrscht, so würde der Seespiegel in diesen 100 Tagen 2 m fallen.

Wieviel die Schweizer Seen bei Niedrigwasser abgeben könnten, wenn sich der Seespiegel bis 2 m senken dürfte, zeigt die nachfolgende Zusammenstellung.

Würde man den badischen Seen 2 bis 12 m Wasserhöhe entnehmen: dem Titisee 7000000 cbm, Feldsee 720000, Schluchsee 500000, Mummelsee 353425, Herrenwieser See 353425, Wildsee 188400, zusammen 9115330 cbm, so könnte man 62 Tage lang dem Rhein 168 cbm/sk zukommen lassen,



[1]) s. Z. 1905 S. 927.

[1]) s. Z. 1906 S. 673.
[2]) Z. 1890 S. 20.

	Verhältniszahl	jährlicher Abfluß Mill. cbm	durchschnittl. Abfluß i. d. Sek. cbm	Oberfläche des Sees Mill. qm	verfügbar Mill. cbm	auf 100 Tage i. d. Sek. cbm
Rhein bei Ludwigshafen	1	45000	1426			
Vierwaltstätter See	1/10	4500	142	113	226	26
Züricher See . .	1/15	3000	95	88	176	20
Wallenstätter See .	1/45	1000	32	23	46	5
Zuger See . . .	1/30	1500	48	86	103,7	12
Egeri-See . . .	1/90	500	16	7	9	1
Sarner See . . .	1/90	500	16	rd. 6	9	1
Brienzer See . .	1/30	1500	48	» 30	60	6
Thuner See . . .	1/15	3000	95	48	86,4	10
Neuenburger See .	1/20	2250	71	239	12,1	14
Murten-See . . .	1/90	500	16	rd. 10	8,6	1
Bieler See . . .	1/15	3100	95	» 30	25,9	3
Sempacher See . .	1/450	100	3	14	8,6	1
						100

was mit obigen 100 cbm den Rheinpegel bei Ludwigshafen um 80 bis 90 cm heben dürfte; gewiß für die Schiffahrt eine angenehme Zugabe, wenn sie, wie im Herbst 1906, mit Niedrigwasser zu kämpfen hat.

Intze hat in Rheinland und Westfalen 17 Talsperren und 3 Ausgleichweiher vollendet, deren gesamtes Speicherungsvermögen sich auf 90 Mill. cbm Wasser belaufen wird.

Hr. Förtsch macht sodann eine Mitteilung über die Verwendung englischer Kohle im Gaswerkbetriebe.

Das Gaswerk Ludwigshafen a. Rh. kaufte im Herbst d. Js. 4000 t englische Kohlen, je zur Hälfte Yorkshire und Durhamkohle, zum Preise von 186 ℳ frei Gaswerk. Bald nach Verwendung dieser Kohle zeigten sich trotz eingehender Reinigung der Steigrohre sehr stark zunehmende Steigrohrverstopfungen und Teerverdickungen in den Vorlagen. Die durchschnittliche Ausbeute für 100 kg war 30 vH, die Ofentemperaturen waren normal. Die weiter überhandnehmenden Steigrohrverstopfungen machten es notwendig, die Ofentemperaturen zu vermindern; hiermit ging aber auch die Ofenleistung zurück, sogar bis zu 27 vH. Die 24stündige Leistung eines 9er Generatorofens mit wagerechten Retorten betrug bisher bei Verwendung von Saarkohlen 2200 cbm oder 245 cbm für die Retorte. Die Leistung eines solchen Ofens bei Verwendung von englischen Kohlen ist bei immer noch bestehenden Steigrohrverstopfungen auf 1600 cbm in 24 st zurückgegangen, also auf 177 bis 180 cbm für die Retorte. Die durchschnittliche Ausbeute der englischen Kohle beträgt 30 vH. Der Koks ist gut. Um mich zu überzeugen, ließ ich eine Woche lang nur Saarkohlen vergasen. Die Steigrohrverstopfungen hörten sofort wieder auf, und die Ofenleistung stieg wieder auf 2000 bis 2200 cbm = 31 vH Ausbeute.

Die Wiederverwendung von nur englischen Kohlen ergab sofort wieder die vorbemerkten Anstände.

Um 10000 cbm Gas aus Saarkohlen herzustellen, sind durchschnittlich nötig . . . . 790,74 ℳ
10000 cbm Gas aus englischen Kohlen kosten . . 974,50 »
oder mehr 183,76 ℳ

Die Verarbeitung von 4 Wagen englischer Kohlen kostet also 183,76 ℳ mehr, oder der Wagen ist um 45,94 ℳ teuer. Wenn der Wagen bester gewaschener Saarnußkohle 192 ℳ kostet, so dürfte die englische Gaskohle nicht 186 ℳ kosten, sondern 46 ℳ weniger, also nur 140 ℳ, wenn sie der Saarkohle Wettbewerb machen will.

Eingegangen 28. Mai 1907.

Posener Bezirksverein.

Sitzung vom 13. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Benemann. Schriftführer: Hr. Mattheus.

Anwesend 16 Mitglieder und 1 Gast.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Ableben des Hrn. Blumenthal; die Versammlung ehrt das Andenken an den Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Nachdem die Vorlagen des Hauptvereines durchberaten und geschäftliche Angelegenheiten erledigt sind, berichtet Hr. Benemann sodann über Talsperren im allgemeinen und über die Queistalsperre bei Marklissa i. Schl. im besondern[1]).

Eingegangen 22. Mai 1907.

Württembergischer Bezirksverein.

Sitzung vom 7. März 1907.

Vorsitzender: Hr. Thomann. Schriftführer: Hr. Baumann.

Anwesend rd. 103 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Ableben des Schiffahrtdirektors a. D. Schwarz, dessen Andenken die Versammlung durch Erheben von den Sitzen ehrt.

Hierauf spricht Hr. Cox über die neuen im Bau und Entwurf befindlichen Bergbahnen der Schweiz und ihren Einfluß auf den deutschen Handel und Verkehr mit Italien.

Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Sodann spricht Widmaier über die Entwicklung der Panzerplattenfabrikation. Von den schweißeisernen Panzerplatten ausgehend, mit denen im Krimkrieg praktische Erfolge erzielt und die bis etwa 1880 verwendet wurden, erwähnt er die Fortschritte, die durch Einführung der Verbundpanzer gemacht worden sind, welche zu 2/3 aus Schweißeisen und zu 1/3 aus Flußstahl bestanden (1875 bis 1892). Verdrängt wurden diese durch Platten aus homogenem Material (seit 1875). Die Entwicklung der letzteren führte von der weichen flußeisernen zur einseitig in Stahl verwandelten und gehärteten Platte, von dem weichen zum ölgehärteten Nickelstahlpanzer, schließlich zur einseitig verstählten und gehärteten Chromnickelstahlplatte, der durch besondere, von Fried. Krupp angegebene Behandlung auf der Vorderseite höchste Härte gegen das Eindringen der Geschosse und auf der Rückseite außerordentliche Zähigkeit gegen Zertrümmern der ganzen Platte verliehen wird.

Sitzung vom 4. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Thomann. Schriftführer: Hr. Baumann.

Anwesend rd. 76 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung des geschäftlichen Teiles spricht Hr. Klaiber über Polizei und Technik. Jeder Inhaber eines technischen Betriebes weiß zur Genüge, eine wie große Menge polizeilicher Vorschriften schon heute beim Bau und Betrieb industrieller Unternehmungen zu beachten ist. Darum erscheint eine Erörterung der Frage nicht unangebracht, inwieweit Vorschriften auf diesem Gebiet zur Erhöhung des Vertrauens in die Zuverlässigkeit maschineller Anlagen beitragen können, und wieweit anderseits die Befürchtung gerechtfertigt ist, daß durch die Festlegung technischer Einzelheiten in gesetzlichen Vorschriften die Unternehmungslust der Industrie gemindert oder der Fortschritt in Verwendung neuer Hülfsmittel und Arbeitsweisen gehemmt werden. Unter Heranziehung bekannter Erfahrungen wird dabei betont, daß die nach den verschiedensten Seiten ausgedehnte Gesetzgebung auf gewerbepolizeilichem Gebiet in Deutschland einen besonders gebildeten Beamtenstand voraussetzt, um der Industrie die nötige Bewegungsfreiheit zu wahren, wo schon beim Bau ihrer Anlagen in einem umständlichen Genehmigungsverfahren alle erdenklichen Rücksichten auf Bauschau und Feuerschau, Gesundheitspolizei, Schutz der Arbeiter und der Nachbarschaft usw. gleichzeitig zu nehmen sind und die Ueberwachung im laufenden Betrieb hinzukommt. Weiterhin wird an einzelnen der Praxis entnommenen Beispielen gezeigt, daß die auf gewerbliches Gebiet sich erstreckende Gesetzgebung hohe Anforderungen an die Verwaltungsbehörden stellt, weil ihnen zur Durchführung und Ueberwachung von Vorschriften rein technischer Natur im Staatsdienst nicht genügend eigene auf den Sondergebieten hinreichend ausgebildete Sachverständige zur Seite stehen. Als ein besonders wichtiger und leider nicht immer beachteter Gesichtspunkt wird hervorgehoben, daß in gesetzlichen Bestimmungen keinerlei Einzelheiten Aufnahme finden dürften, die durch den natürlichen und in der Regel sehr raschen Fortschritt der Technik in absehbarer Zeit überholt werden. Da der Verein deutscher Ingenieure vielfach Gelegenheit hat, den Staats- und Reichsbehörden vor Erlassung von Vorschriften auf gewerblich-technischem Gebiet sein Gutachten vorzulegen, ist er berufen, im Einzelfall dem erwähnten Gesichtspunkt zum Recht zu verhelfen und dadurch die Industrie vor schädlichen Fesseln zu bewahren.

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 1580; 1906 S. 942.



Sitzung vom 2. Mai 1907.
Vorsitzender: Hr. Thomann. Schriftführer: Hr. Baumann.
Anwesend rd. 70 Mitglieder und Gäste.

Auf Antrag des Vorstandes wird Hr. Dr.-Ing. Graf v. Zeppelin einstimmig zum Ehrenmitglied gewählt. In seiner Antragbegründung hebt Hr. Kittel hervor, daß Graf v. Zeppelin in vorbildlicher Weise die Grundlagen zu dem Entwurf seines Luftschiffes auf dem Wege des Versuches und der wissenschaftlichen Rechnung geprüft, Konstruktion und Ausführung mit aller erdenklichen Sorgfalt und Zweckmäßigkeit bewirkt, daß er mit rastloser Energie und zielbewußtem Ausharren neben einer bedeutsamen Erfindung eine mustergültige Ingenieurarbeit geschaffen habe und daß deshalb der Verein die Verpflichtung habe, seine Anerkennung durch die gedachte Ehrung zum Ausdruck zu bringen.

Sitzung vom 16. Mai 1907.
Vorsitzender: Hr. Thomann. Schriftführer: Hr. Baumann.
Anwesend rd. 300 Mitglieder und Gäste.

Hr. Prof. Dr. Pressel (Gast) spricht über den Bau des Simplontunnels[1].

[1] Vergl. Z. 1904 S. 1633; 1905 S. 107, 269, 378, 594, 893, 2108; 1906 S. 1376.

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die natürlichen Bau- und Dekorationsgesteine. Von Heinrich Schmid. 2. Aufl. Wien 1905, Karl Graeser & Cie. Leipzig 1905, B. G. Teubner. 76 S. Preis 2,20 M.

Das Zeiß-Werk und die Carl Zeiß-Stiftung in Jena. Ihre wissenschaftliche, technische und soziale Entwicklung und Bedeutung. Von Felix Auerbach. 3. Aufl. Jena 1907, Gustav Fischer. 166 S. mit 97 Fig. und einem Bildnis von Abbe. Preis 2,40 M.

Die erste italienische Weltausstellung, ihr Schauplatz und ihre Vorgeschichte. Von Dr. Alfons Leon. Wien 1907, Alfred Hölder. 64 S. Preis 1,20 Kr.

Die Konzentrationsbewegung in der deutschen Elektroindustrie. Von Dr. Waldemar Koch. München und Berlin 1907, R. Oldenbourg. 119 S. Preis 2,50 M.

Elektrotechnische Bibliothek. Bd. LXV: Praktisches Handbuch der drahtlosen Telegraphie und Telephonie. Von Johannes Zacharias und Hermann Heinicke. Wien und Leipzig 1907, A. Hartlebens Verlag. 248 S. mit 78 Fig. Preis 4 M.

Der Eisenbetonbau. Ein Leitfaden für Schule und Praxis. Von C. Kersten. Teil II: Die Anwendungen im Hoch- und Tiefbau. Dritte Auflage. Berlin 1907, Wilhelm Ernst & Sohn. 194 S. mit 447 Fig. Preis 3,60 M.

Die Geheimhaltung der Geschmacksmuster und die Zentralisierung der Musterhinterlegung. Eine Untersuchung über den Musterschutz. Von Syndikus Dr. Dietrich. Plauen 1907, Selbstverlag. 161 S. Preis 2,50 M.

Elektromechanische Anwendungen. Von Siegfried Herzog. Leipzig 1907, A. Barth. 415 S. 8° mit 700 Fig. Preis 20 M.

Praktischer Leitfaden der Elektrotechnik zum Selbststudium und Unterricht. Von Oskar Hoppe. 2. Aufl. Essen 1907, G. D. Baedeker. 446 S. mit 140 Fig. Preis 7 M.

Das für Anfänger ohne weitgehende technische und mathematische Bildung geschriebene Buch vermeidet sehr glücklich den trockenen belehrenden Ton, der gerade dem Anfänger mehr Ehrfurcht und Staunen vor der unfaßbaren Gelehrsamkeit des Lehrenden als Lust und Liebe zu eigener geistiger Mitarbeit anzufachen pflegt. Der bearbeitete Stoff ist gewaltig umfangreich, aber nicht immer mit gleicher Wertschätzung behandelt und nicht erschöpfend. Doch das ist auch wohl nicht zu erwarten und minder bedenklich. Dagegen ist der Versuch, die Elektrotechnik zu den andern technischen wissenschaftlichen Zweigen in die engste Beziehung zu bringen, recht wohl gelungen und wertvoll. Es eröffnen sich die Ausblicke, an denen selbst der Fachmann oft, ohne sie zu beachten, vorübergeht, durch die aber helle Streiflichter auf verwandte Gebiete fallen und einen allgemeinen Ueberblick über das ganze große Gebiet der Technik gestatten, der besonders dem Anfänger sehr willkommen sein wird.

Fortschritt. Halbmonatschrift für Politik, Volkswirtschaft und Marinefragen. Von Dr. J. Leonhart. Kiel und Leipzig, Lipsius & Tischer. Preis vierteljährlich 2,50 M.

Zum ersten Male wohl erscheint hiermit eine Zeitschrift allgemeinen Inhaltes, bestimmt für einen Leserkreis aus allen Ständen und Berufen, die sich zur besondern Aufgabe macht, die Wertschätzung des Ingenieurwesens und der Ingenieurtätigkeit in weitere Kreise zu tragen und den Ingenieur im Kampf um die ihm im öffentlichen Leben, in Staat und Gemeinde gebührende Stellung zu unterstützen. Für die ständige Mitarbeit ist eine Reihe von Parlamentariern und Ingenieuren gewonnen. Aus dem Inhalt der ersten Hefte sei besonders hervorgehoben: Heft 1: Der deutsche Marineingenieur. Von Dr. Leonhart. Japanische Marine. Dampfturbinen. — Heft 4: Der deutsche Marineingenieur. Der Dualismus bei Besetzung der Führerstellen des Maschinenpersonals. — Heft 5: Stellung und Stärke des Ingenieurkorps in den größeren Kriegsmarinen.

Bibliothek der gesamten Technik. 1. Bd.: Die Montage elektrischer Licht- und Kraftanlagen. Von K. Pohl. 2. Auflage. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 167 S. mit 229 Fig. Preis geb. 2,40 M.

Desgl. 2. Bd.: Die Krankheiten elektrischer Maschinen. Kurze Darstellung der Störungen und Fehler an Dynamomaschinen, Motoren und Transformatoren für Gleichstrom, ein- und mehrphasigen Wechselstrom für den praktischen Gebrauch der Installateure. Von Ernst Schulz. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 88 S. mit 42 Fig. Preis 1,40 M.

Desgl. 39. Bd.: Die technischen Gasarten mit Ausschluß des Steinkohlengases und Azetylens. Von Herrmann Koschmieder. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 39 S. mit 9 Fig. Preis 65 Pfg.

Desgl. 48. Bd.: Der Schalttafelwärter. Von Emanuel Stadelmann. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 167 S. mit 106 Fig. Preis 2,40 M.

Desgl. 50. Bd.: Prüfung elektrischer Maschinen und Transformatoren. Von Friedrich Weickert. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 119 S. mit 64 Fig. Preis 1,80 M.

Desgl. 52. Bd.: Die Feuersicherheit in Kohlenbergwerken. Von Karl Langer. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 111 S. mit 1 Fig. Preis 1,60 M.

Desgl. 53. Bd.: Die Grundzüge der praktischen Hydrographie. Von R. Brauer. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 233 S. kl. 8° mit 24 Tabellen und 38 Textfiguren. Preis 3,40 M.

Der erste Abschnitt zeigt die Niederschlagbeobachtungen; er gibt unter andern Erläuterungen über Niederschlagmessungen, Mittelwerte der Niederschläge, Regen- und Schneekarten. Der zweite Teil behandelt die Wasserstand- und Abflußverhältnisse, und der letzte Teil erklärt ausführlich die Wassermessungen.

Desgl. 55. Bd.: Reinigung und Beseitigung städtischer und gewerblicher Abwässer. Von A. Reich. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 139 S. mit 32 Fig. Preis 2,20 M.

Die Abhandlung beginnt nach einer kurzen Einleitung damit, die Natur der städtischen und Fabrikwässer in sämtlichen Erscheinungsarten zu besprechen; es folgen Anweisungen über die Entnahme und Untersuchung von Abwasserproben. Der nächste Abschnitt handelt von der Selbstreinigung der Flüsse, und der Schluß- und Hauptabschnitt ist den verschiedenen Reinigungsverfahren gewidmet.

Jahrbuch für den Oberbergamtsbezirk Dortmund. Ein Führer durch die rheinisch-westfälischen Berg- und Hüttenwerke und Salinen in wirtschaftlicher und finanzieller Beziehung. Von Diedrich Baedeker. 7. Jahrgang 1905/06. Essen 1907, G. D. Baedeker. 724 S. mit einem Bildnis von Emil Krabler und 3 Karten. Preis 12 M.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber Verbrennungsvorgänge bei hängendem Gasglühlicht. Von Bunte. (Journ. Gasb.-Wasserv. 21. Sept. 07 S. 865/67) Verbrennungsverhältnisse des abwärts gerichteten Bunsenbrenners. Die Vorzüge der Vorwärmung des Gas-Luftgemisches beim hängenden Gasglühlicht und vergleichende Zahlentafeln für den Gasverbrauch im stehenden und hängenden Gasglühlicht.

Dampfkraftanlagen.

Dampfanlage der »Münchner Neuesten Nachrichten«. Von Eberle. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 07 S. 175/77* mit 1 Taf.) Die alte Anlage bestand aus zwei Dürr-Wasserrohrkesseln von je 120 qm Heizfläche für 10 at, einem Zweiflammrohrkessel von 309 qm Heizfläche und 7 at für die Dampfheizung, sowie einer Verbundmaschine mit Ventilsteuerung von 300 PS. Ausbau der Anlage durch einen Wasserrohrkessel von 160 qm Heizfläche und 10 at sowie eine Tandemmaschine, die mit einer Dynamo gekuppelt ist. Schluß folgt.

Induced draught, with hot air economisers, for steelworks and blast-furnace boilers. Von Capron. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 276/85 mit 5 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 8. Juni 07 erwähnten Vortrages.

Morrison's condensing plant. (Engng. 20. Sept. 07 S. 406*) Gegenstrom-Kondensator mit getrennten elektrisch betriebenen Pumpen für Heißwasser und Luft, aufgestellt in dem Grove-Road-Kraftwerk der Central Electric Supply Co., London. S. a. Z. 1905 S. 2119.

Zur Frage der kombinierten Dampfturbinen. Von Jasinsky. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Sept. 07 S. 392/96*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Sept. 07. Untersuchungen über die Parsons-Dampfturbine. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Reisebeobachtungen aus Italien und insbesondere von der Mailänder Ausstellung 1906. Von Cauer. (Glaser 15. Sept. 07 S. 109/16* mit 4 Taf.) Gesamteindruck der Ausstellung, Verkehrsmittel zur Beförderung von Ausstellungsgütern, von Personen zur Ausstellung und auf dieser. Das Eisenbahnwesen und seine Einrichtungen. Schluß folgt.

Les chemins de fer Australiens. Von Privat-Deschanel. Schluß. (Génie civ. 21. Sept. 07 S. 342/43) Bericht über 4 Vorschläge zur Durchquerung Australiens mit Eisenbahnen.

The railway development of the Philippines. Von Ashmead. (Eng. Magaz. Sept. 07 S. 869/88*) Darstellung der Erdarbeiten bei der Vermessung der Bahnanlagen auf 3 kleineren Inseln des Philippinen-Archipels. Angaben über Lokomotiven, Wagen und Schienen. Erfahrungen mit den eingeborenen Arbeitern. Der augenblickliche Stand der Arbeiten auf den einzelnen Inseln.

Express passenger engine, Midland Railway — the valve gear. (Engineer 20. Sept. 07 S. 286*) Darstellung der Deeley-Steuerung, die in ihren Grundzügen der Heusinger-Steuerung gleicht.

Mallet compound locomotive. (Engineer 20. Sept. 07 S. 293/94*) Die Lokomotive hat 8 gekuppelte Achsen, die von zwei Verbundmaschinen von 634 und 990 mm Zyl.-Dmr. bei 711 mm Hub angetrieben werden. Der Kessel hat 490 qm Heizfläche und 9 qm Rostfläche.

Neue Zugbeleuchtungs-Maschine der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke. Von Osnos. (ETZ 19. Sept. 07 S. 917/18*) Die auf dem Grundgedanken Rosenbergs aufgebaute Maschine besteht aus einer Beleuchtungsdynamo und einer davon getrennten Erregermaschine. Spannungsgleichung. Anordnung und Bauart. Schaulinien über Spannungen und Stromstärken.

Allgemeine Gesichtspunkte über die Entwicklung und die Aussichten des Einphasenstrom-Bahnbetriebes. Von Heyland. Schluß. (ETZ 19. Sept. 07 S. 922/26*) Unterschiede in den Schaltungen der Motoren. Schlußfolgerungen.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. Forts. (Glaser 15. Sept. 07 S. 116/21*) Kraftverteilung, fahrbare Umformerwerke, Kraftwerke, Oberleitungen, Unterbau. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

The development of electricity in the iron and steel industries. Von Bigge. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 57/103* mit 7 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 25. Mai 07 erwähnten Vortrages. Mündlicher und schriftlicher Meinungsaustausch.

The manufacture of steel from high-silicon phosphoric pig iron by the basic Bessemer process. Von Richards. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 104/13) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 8. Juni 07 erwähnten Vortrages; Anwendnng des von Massenez angegebenen Verfahrens bei der Verhüttung des Cleveland-Roheisens auf dem Werk von Bolckow, Vaughan & Co. in Cleveland. Meinungsaustausch.

A method of producing high-class steel from pig iron containing chromium, nickel and cobalt. Von Richards. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 114/25) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 8. Juni 07 erwähnten Vortrages. Meinungsaustausch.

A bar iron and light rail mill. (Iron Age 12. Sept. 07 S. 696/98*) Das neue Walzwerk besteht aus einem Trio-Grobwalzgerüst und einer mit 5 Walzgerüsten versehenen Feinstraße. Vorgang beim Walzen von Stabeisen und Eisenbahnschienen. Lageplan des Werkes und Angaben über die alte Anlage.

The forges and mines of the Hungarian State. (Engineer 20. Sept. 07 S. 280/84*) Beschreibung der Anlagen des Stahl- und Walzwerkes Diosgyör und der Eisenerzgruben von Pereczes.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Elimination of grade crossings in New York Central electric zone. (Eng. Rec. 7. Sept. 07 S. 270/71*) Die rd. 160 m lange Anfahrrampe mit 4,3 vH Steigung, an die sich eine Straßenüberführung über eine 6gleisige Strecke anschließt, überschreitet einen alten Kanal mit einer 18 m breiten aus Eisen und Eisenbeton bestehenden Brücke von rd. 11 m Länge.

Elektrotechnik.

The hydro-electric development of the Great Northern Power Co. (Eng. Rec. 7. Sept. 07 S. 250/54* u. 14. Sept. S. 287/91*) Das vorläufig mit drei 7500 KW-Einheiten ausgestattete Werk versorgt das Gebiet der Stadt Duluth, Min. Es wird aus einer 3,7 Mill. cbm fassenden Talsperre am St. Louis-Fluß und einem Vorbecken durch drei 2,1 m weite Druckleitungen aus Holz und Blech mit rd. 114 m Gefälle gespeist. In Duluth wird der mit 30000 V ankommende Drehstrom in 7500 KW-Transformatoren auf 13200 V für die größeren Abnehmer und in zwei 1500 KW-Umformern auf 600 V Gleichstromspannung für den Straßenbahnbetrieb erniedrigt.

Neue Wasserkraftanlagen in der Schweiz. Von Herzog. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Sept. 07 S. 389/91*) Das mit einer Wasserversorgungsanlage verbundene Kraftwerk wird aus einem 1170 cbm fassenden Hochbehälter mit Kraftwasser von 138 m Gefälle gespeist. Es enthält zwei Hochdruckturbinen mit je zwei gegenüberliegenden Einläufen von je 300 PS bei 750 Uml./min und liefert Drehstrom von 8000 V bei 50 Per./sk.

Ueber die charakteristischen Kurven von Drehstrommotoren mit Stufenregelung der Umdrehungszahl für die Bedürfnisse der elektrischen Traktion. Von Kummer. (Schweiz. Bauz. 21. Sept. 07 S. 153/56*) Erörterungen über die Kaskadenschaltung und eine zweckmäßige Ausbildung der Polumschaltung.

Ueber den Durchhang von Freileitungen. Von Nikolaus. Schluß. (ETZ 19. Sept. 07 S. 918/22*) Einfluß des Eigengewichtes, der Temperatur, von Zusatzbelastungen, verschiedener Höhenlage von Stützpunkten. Verhalten von Leitern aus verschiedenem Material an einer und derselben Leitung.

Erd- und Wasserbau.

Ein neuer Handels- und Industriehafen in Frankfurt a. M. Schluß. (Deutsche Bauz. 18. Sept 07 S. 525/28*) S. Zeitschriftenschau v. 21. Sept. 07. Angaben über die wirtschaftlichen Aussichten des Unternehmens.

Der Kaimauerbau in Rotterdam. Von Kerdyk. (Dingler 21. Sept 07 S. 601/04*) Darstellung der umgebauten Kaimauern am »Boompjes«, am Ostkai, am Eisenbahnhafen und am Königshafen. Die neue Kaimauer am Wilhelminakai. Forts. folgt.

Modern development of British fishery harbours. Von Austen. Forts. (Engng. 20. Sept. 07 S. 383/86*) Geschichtliche Darstellung der Vorgänge, die zur Bewilligung einer staatlichen Beihülfe beim Bau von Fischereihäfen geführt haben. Uebersicht über die bis jetzt bewilligten Geldbeträge. Forts. folgt.

Der Umbau des Erie-Kanales. (Zentralbl. Bauv. 21. Sept. 07 S. 508/10*) Der Kanal und die Schleusen sollen für Schiffe von 3000 t eingerichtet werden. Einzelheiten über die Baukosten, die Verteilung der Bauten und die Enteignung des angrenzenden Gebietes durch den Staat.

Die Engländer am Nil. (Die Regulierung und Nutzbarmachung des Nils.) Von v. Le Monnier. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 20. Sept. 07 S. 661/65) Geographie und geschichtliche Angaben über die Erforschung des Nils. Die Erforschung der Quellen und der Wasserverhältnisse des Victoria-Sees. Ergebnisse der Pegel-

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



messungen und Untersuchungen über Regen- und Verdunstungsmenge. Forts. folgt.

The Sulina mouth of the Danube. (Engineer 20. Sept. 07 S. 279*) Uebersicht über die Durchführung der Regulierungsarbeiten an der unteren Donau seit dem Jahr 1856.

Stone grappling machine for submarine work. (Engineer 20. Sept. 07 S. 298*) Die Konstruktionszeichnungen lassen die Ausbildung eines an Seilen aufgehängten Greifers erkennen, der zum Befördern von Steinblöcken von 2 bis 10 t Gewicht benutzt wird.

Gasindustrie.

An investigation on the use of steam in gas-producer practice. Von Bone und Wheeler. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 126/80* mit 3 Taf.) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 1. Juni 07 erwähnten Vortrages. Mündlicher und schriftlicher Meinungsaustausch.

Hebezeuge.

Die Entwicklung der Treppenaufzüge. Von Wintermeyer. (Dingler 21. Sept. 07 S. 595/97*) Darstellung neuerer Bauarten von Förderbändern für Treppenaufzüge.

Heizung und Lüftung.

Die Heizungs- und Lüftungsanlage im K. K. Postsparkassenamtsgebäude in Wien. Von Puppel. (Gesundhtsing. 21. Sept. 07 S. 613/17*) In dem Gebäude werden nebeneinander Warmwasserheizung, Niederdruck-Dampfheizung und Niederdruck-Dampfluftheizung verwendet. Der Gesamtwärmebedarf beträgt 2 Mill. WE/st. Zum Betrieb dienen 12 Gegenstrom-Gliederkessel, Bauart Strebel, von je 17 qm Heizfläche für die Warmwasserheizung und 4 von je 15,5 qm Heizfläche für die Niederdruck-Dampfheizung. Einzelheiten der Ausführung. Aus den großen Sälen wird die Luft durch 2 Blackman-Ventilatoren abgesaugt, während die kleinen Räume je einen kleinen Ventilator haben.

Materialkunde.

Wie muß das Hauptlaboratorium eines neuzeitlichen Eisenhüttenwerkes beschaffen sein? Von Kayßer. Schluß. (Stahl u. Eisen 18. Sept. 07 S. 1353/58*) Einrichtungen für die Erzuntersuchung: Steinbrecher, Quetschwalzenmühle, Erzzerreiber, Roheisenklopfer.

Ueber bleibende Spannungen in Werkstücken infolge Abkühlung. Von Heyn. Schluß. (Stahl u. Eisen 18. Sept. 07 S. 1347/53*) Betrachtung über bleibende Spannungen in Werkstücken, deren einzelne Teile verschiedene Ausdehnungsziffern haben, oder deren Massen nicht zweckmäßig verteilt sind.

The ageing of mild steel. Von Strohmeyer. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 200/60*) Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 15. und 22. Juni 07 erwähnten Vortrages. Mündlicher und schriftlicher Meinungsaustausch.

The relation between the process of manufacture and some of the physical properties of steel. Von Harbord. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 181/99*) Untersuchungen an 53 Probestäben aus saurem und basischem Bessemerstahl und saurem und basischem Herdofenstahl und Erörterung der Ergebnisse. Meinungsaustausch.

Note on the distribution of sulphur in metal ingot moulds. Von Henderson. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 286/90) Auf Grund von Versuchen hat der Verfasser festgestellt, daß der übermäßige Schwefelgehalt nur rd. 30 mm vom oberen Ende des Blockes aus hinabreicht. Meinungsaustausch.

Carbon-tungsten steels. Von Swinden. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 291/327* mit 15 Taf.) Versuche über die Festigkeitseigenschaften und das Verhalten bei der Wärmebehandlung von Stählen mit bis 3,25 vH Wolframgehalt. Schlußfolgerungen. Meinungsaustausch.

Nouveaux mécanismes et nouvelles méthodes pour l'essai des métaux. Von Breuil. (Rev. Méc. 31. Aug. 07 S. 109/30*) Feststellung der Sicherheitszahlen; Formänderungen zwischen der Elastizitätsgrenze und der Bruchbelastung bei verschiedenen Temperaturen und verschiedenen Metallen. Forts. folgt.

Mechanik.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange. Von Enßlin. (Dingler 21. Sept. 07 S. 593/95*) Allgemeine Betrachtung der Bewegungsverhältnisse von Schubstangen. Ermittlung der Trägheitskräfte unter dem Einfluß der verschiedenen Beschleunigungen. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Die Verwertung des Lichtbogen-Wechselstromes in der Meßtechnik. Von Heinke. (ETZ 19. Sept. 07 S. 913/17*) Die Wechselströme mit hohen Schwingungszahlen eignen sich namentlich zum Messen von kleinen Ziffern für Selbstinduktion und Kapazität. Meßanordnungen für verschiedene Ziffern. Zahlenbeispiel.

Sentinel pyrometers and their application to the annealing, hardening, and general heat treatment of tool steel. Von Brearley und Moorwood. (Journ. Iron Steel Inst. 07 Bd. 1 S. 261/75*) Die Verfasser verwenden Schmelzkörper aus Kochsalz und Kaliumchlorid, um das Erreichen irgend einer Temperatur zwischen 630 und 770° anzuzeigen. Darstellung eines für eine Härtebüchse bestimmten Gerätes. Meinungsaustausch.

Metallbearbeitung.

Drummond's screw cutting lathes. (Engng. 20. Sept. 07 S. 394/95*) Darstellung zweier Bauarten von kleinen Drehbänken für die Reparaturwerkstatt von Motorwagenfabriken und einer zum Zylinderbohren, Schraubenschneiden usw. geeigneten größeren Leitspindelbank.

New Spencer double-turret screw machine. (Am. Mach. 21. Sept. 07 S. 324/25*) Wirkungsweise der Steuertrommel und Darstellung verschiedener Erzeugnisse der von der Mack Manufacturing Co. in Jersey City, N. J., gebauten Maschine.

Power tests of a motor-driven geared-head lathe. (Am. Mach. 21. Sept. 07 S. 330/31*) Der Kraftverbrauch der von einem 10 pferdigen Electromotor angetriebenen Lodge & Shipley-Drehbank von 610 mm Spitzenhöhe betrug bei 60 Uml./min, 4,6 mm Vorschub und 6,35 mm Schnittiefe rd. 21 PS.

The low-swing lathe and some of its work. (Am. Mach. 21. Sept. 07 S. 328/29*) Darstellung der von der Gould & Eberhardt Co., Newark, N. Y., gebauten Drehbank von 90 mm Spitzenhöhe und ihre Anwendung beim Bearbeiten von verschiedenen Wellen.

A relieving attachment for the milling machine. (Am. Mach. 21. Sept. 07 S. 331*) Die von der Morse Chain Co. verwendete Einrichtung zum Hinterdrehen von Fräsern besteht aus einem beweglichen Werkzeugschlitten, der durch einen Daumenantrieb in der Richtung zur Fräserachse und durch eine Feder von der Achse weg verschoben wird.

Papierindustrie.

Neuerungen in der Papierfabrikation. Von Haußner. Forts. (Dingler 21. Sept. 07 S. 597/601*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Sept. 07. Das Leimen und die Leimbereitung. Das Bleichen des Papierstoffes. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

The »Mauretania«. (Engng. 20. Sept. 07 S. 393 mit 1 Taf.) Kurze Mitteilungen über den Beginn der Probefahrten des Schwesterschiffes der »Lusitania«.

Unfallverhütung.

Bruch eines Dampfabsperrventiles. Von Rüster. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Sept. 07 S. 177/78*) Hinter dem Ventil hat sich ein Wassersack gebildet; beim Oeffnen ist das Ventil wahrscheinlich durch Wasserschlag gesprengt worden. Anwendung der Versuche von Stromeyer über Wasserschläge in Dampfleitungen auf den vorliegenden Fall.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

The present position of gas and petrol engines. Von Clerk. (Engng. 20. Sept. 07 S. 409/10*) Großgasmaschinen und die Versuche zur Einführung der Verbundwirkung. Gasgeneratoren für bituminöse Brennstoffe. Versuche über die spezifische Wärme der Verbrennungsrückstände in Gasmaschinen. Versuche über die Zusammensetzung der Auspuffgase von Fahrzeugmotoren.

Wasserkraftanlagen.

Zweistufige Verbund-Turbine und Drehstromgenerator von 2000 PS Leistung im Trisanna-Elektrizitätswerk zu Wiesberg bei Landeck in Tirol. (Schweiz. Bauz. 21. Sept. 07 S. 147/51*) Wiedergabe der Konstruktionszeichnungen und ausführliche Mitteilungen über die in Zeitschriftenschau v. 7. Sept. 07 erwähnte zweistufige Turbine.

The comparative cost of steam and hydro-electric power. Von Webber. (Eng. Magaz. Sept. 07 S. 889/93*) Aeußerung zu dem in Zeitschriftenschau v. 27. April 07 u. f. erwähnten Aufsatz von v. Schon. Zahlentafeln über Kosten, Kohlenverbrauch und entsprechende Leistungen von Dampfanlagen. Angaben über die Kosten von Wasserkraftanlagen.

Wasserversorgung.

Das Wasserwerk für die Gerichts- und Gefängnisbauten in Berlin-Moabit. Von Rosenfeld. (Zentralbl Bauv. 18. Sept. 07 S. 501/04*) Der 500 cbm betragende tägliche Wasserbedarf wird durch 2 Tauchkolbenpumpen von je 25 cbm/st gedeckt. Zum Antrieb dienen Elektromotoren von 2,1 PS bei 220 V, die aus dem eigenen Elektrizitätswerk gespeist werden. Darstellung der Gesamtanlage, des Filters, des Reinwasserbehälters und des Hochbehälters.

The detection of pollution in underground waters. Von Thresh. (Eng. Rec. 7. Sept. 07 S. 267/69) Der chemischen Untersuchung des Wassers muß eine genaue Prüfung der Lage und der Umgebung der Brunnen oder Quellen vorangehen. Die Prüfung mit Kochsalz, Lithiumsalz und Fluoreszein und praktische Erfahrungen damit.

Werkstätten und Fabriken.

The new manufacturing plant of the George N. Pierce Co., Buffalo, N. Y. Von Knowlton. (Eng. Rec. 7. Sept. 07 S. 263/67*) Die für den Bau von Motorwagen bestimmte, 1600 Arbeiter beschäftigende Fabrik bedeckt rd. 300 × 200 qm Fläche. Das zweistöckige Geschäftsgebäude ist mit einem Bogendach von rd. 21 m Spannweite aus Eisenbeton versehen. Auch die übrigen Fabrikgebäude haben Decken, Säulen und Dächer nur aus Eisenbeton.

The design and construction of industrial buildings. Von Collins. (Eng. Magaz. Sept. 07 S. 906/30*) Allgemeine Gesichtspunkte für die Errichtung von Fabrikanlagen. Vorarbeiten, Gebäudeform, Baustoffe, Wirtschaftlichkeit. Verschiedene Musterausführungen.

The Canada Tool Works. Von Cobleigh. (Iron Age 12. Sept 07 S. 689/94* mit 1 Taf.) Erweiterungsbauten der Werkzeugmaschinenfabrik der John Bertrams & Sons Co. in Dundas, Ont., deren Kraftbedarf von der Dominion Power and Traction Co. in Hamilton bezogen wird. Die Gießerei enthält zwei Kuppelöfen von 14 und 7 t/st Leistung. Darstellung der Maschinenwerkstätte und Anordnung der Maschinen. Aufzählung der Erzeugnisse.

Rundschau.

Der Zusammenbruch der Quebec-Brücke.

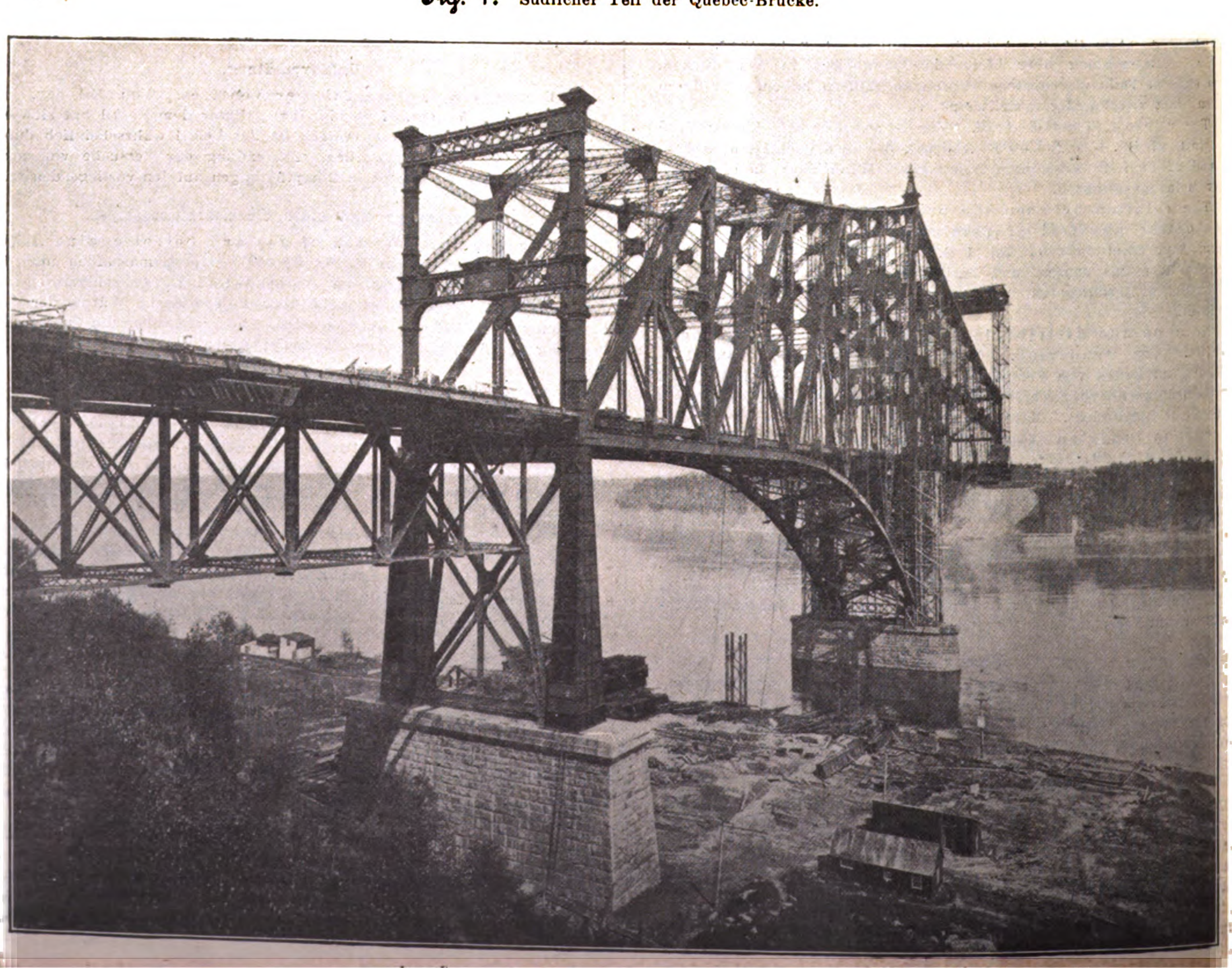
Der Zusammenbruch der fast zur Hälfte fertig gestellten Riesenbrücke über den St.-Lorenzstrom[1]) wirkt, nachdem jetzt durch die amerikanischen Fachzeitschriften[2]) Näheres über die begleitenden Umstände bekannt geworden ist, viel ergreifender als nach den ersten telegraphischen Mitteilungen und den Berichten der Tageszeitungen. Diese Berichte sprachen von einem Unfall, bei dem der Ueberbau auf 240 m Länge eingestürzt sei, wobei etwa 60 Menschen den Tod gefunden hätten. Es sind nicht nur diese die Wirklichkeit noch nicht einmal erreichenden Zahlen, die die Anteilnahme aller Kreise und insbesondere der Fachgenossen erzwingen, es sind vor allem auch die begleitenden Umstände dieses Einsturzes, dessen Ursache nicht, wie gemeldet, die Ueberlastung durch einen Arbeitzug ist, sondern bis an den Arbeitstisch des entwerfenden Ingenieurs verfolgt werden muß; diese Umstände, die den leitend am Brückenbau beteiligten Personen in den letzten Tagen und Stunden die Gefahr vor Augen führten, ohne daß doch das Aeußerste verhindert werden konnte.

Die Brücke war in ihrer südlichen Hälfte schon fast vollendet, s. Fig. 1 und 2. Die beiden gemauerten Pfeiler und die 65,23 m lange Zufahrtbrücke waren schon 1904 fertig geworden: 1905 ist der 152,4 m lange Rückarm, 1906 der 171,45 m lange Ausleger des Kragträgers und in diesem Jahre die drei ersten Felder des Mittelträgers erbaut worden, und außerdem getrennt davon am Nordufer des Stromes die Gerüste für den Rückarm des nördlichen Kragträgers, nachdem dort vorher schon die Zufahrtbrücke und die Steinpfeiler hergestellt worden waren. Von der insgesamt 986,03 m langen Brücke waren somit etwa 506 m fertig, und davon sind 375 m: der ganze südliche Kragträger und die drei fertigen Felder des Mittelträgers, in Trümmer gegangen. Der Kragträger ist mittels eines gewaltigen 1120 t schweren Laufkranes gebaut worden; für den Mittelträger hat man jedoch einen neuen, nur 250 t schweren Laufkran benutzt, nicht, weil man die starke Belastung durch weiteres Vorfahren des schweren Kranes scheute, denn beim Entwurf ist diese Belastung berücksichtigt worden, sondern weil der schwere Kran für den Bau des nördlichen Kragträgers freigemacht werden sollte. Beim Einsturz war er des-

[1]) s. Z. 1907 S. 361, 459 und 1519.

[2]) Engineering News 5. Sept. 1907 S. 256, 12. Sept. S. 287; Engineering Record 7. Sept. 1907 S. 71.

Fig. 1. Südlicher Teil der Quebec-Brücke.

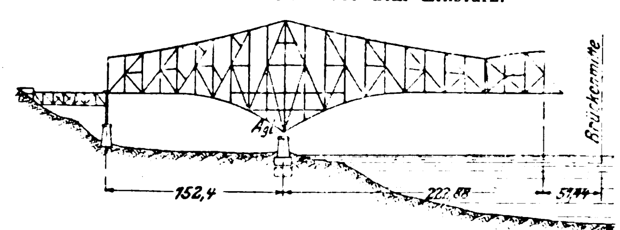


halb schon zum Teil auseinander genommen. Der noch nicht abgebaute Teil mit 800 t Gewicht liegt ebenso wie der kleinere Kran im St.-Lorenzstrom.

Das Unglück ereignete sich am späten Nachmittage des 29. August, etwa 15 Minuten vor Feierabend. Auf der Brücke waren 85 Personen beschäftigt, von denen nur 11 gerettet worden sind. Unter den Verunglückten befinden sich auch der leitende Bauführer oder Obermeister Yenser und der Montage-ingenieur Birks, zwei Männer, deren Wahrnehmungen für die völlige Aufklärung des Einsturzes vielleicht unersetzlich bleiben werden. Unter den Geretteten sind nur wenige, deren Zeugnis von Wert ist; sie haben lediglich bekundet, daß die Brücke unter ihnen zuerst langsam sank und dann plötzlich niederbrach. Von seitlichen Schwankungen, die auf ein bei dem herrschenden schwachen Wind auch unwahrscheinliches Nachgeben der Windverbände schließen lassen könnten, haben sie nichts bemerkt. Der Lokomotivführer des übrigens nicht schwer beladenen Bauzuges, der gerade nach dem Mittelträger hin fuhr, hat ausgesagt, daß er den Boden sinken fühlte, und daß die Lokomotive, auch nachdem er den Dampf abgestellt hatte, weiter rollte, bis sie mit der Brücke in den Strom stürzte. Ein Vorarbeiter, der am nördlichen Ufer beschäftigt war, will einen lauten Knall gehört haben, wie von einer Explosion oder von dem Aufschlagen eines abgestürzten schweren Eisenkörpers, kurz bevor das überhängende Ende der Brücke senkrecht ins Wasser gefallen ist. Vor dem Untertauchen soll die Brücke einige Male nach den Seiten geschwungen haben. Ein Arbeiter, der am Südufer etwa 150 m seitwärts beschäftigt gewesen ist, hat ebenfalls angegeben, kurz vor dem Einsturz ein lautes Geräusch gehört zu haben. Ein Mann, der sich auf dem Rückarm der Brücke etwa 15 m von dessen Ende entfernt befand, hat ausgesagt, daß er merkte, wie die Brücke sich bewegte, und danach, ohne sich umzublicken, dem Lande zulief. Erst nachdem er die Zufahrtbrücke hinter sich hatte, hat er sich umgedreht und gesehen, wie die Brücke versunken ist. Er schätzt die gesamte Zeit — wohl etwas zu niedrig — auf 10 bis 15 Sekunden.

Fig. 2.

Stand der Arbeiten vor dem Einsturz.



Der vorderhand wichtigste Umstand für den Einsturz und die Ermittlung der Ursachen ist indessen, daß 3 Tage vorher von dem dauernd am Bauplatz anwesenden Regierungsinspektor am linken Hauptträger des Rückarmes ein fehlerhaftes Untergurtglied entdeckt worden ist, und zwar das zweite vom Hauptpfeiler oder das neunte vom Brückenende aus gerechnet, das wir in Uebereinstimmung mit der amerikanischen Bezeichnung A 9 L benennen wollen, Fig. 2. Das Glied hat eine seitliche Ausbiegung von 40 bis 50 mm aufgewiesen. Der Inspektor Kinloch und der Ingenieur McLure der Quebec Bridge Co. brachten diese Entdeckung zur Sprache, und am 28. August wurde das Untergurtglied A 9 L von dem leitenden Ingenieur Hoare der Quebec Bridge Co. und den anwesenden Fachleuten eingehend untersucht. Der leitende Ingenieur Milliken der Phoenix Bridge Co. — der Gesellschaft, die den Ueberbau ausführt — war unglücklicherweise nicht zur Stelle; sein Stellvertreter aber, der schon erwähnte Ingenieur Birks, war der Meinung, daß die Ausbiegung des Untergurtgliedes von vornherein vorhanden gewesen und ihr deshalb keine derartige Bedeutung beizulegen sei, daß der Weiterbau an der Brücke eingestellt werden müßte. Birks ist in seiner Ansicht gewiß noch dadurch befestigt worden, daß bei einer gleichzeitig vorgenommenen genauen Untersuchung der Lage aller wichtigen Brückenteile keine Abweichungen gegen den Entwurf festgestellt werden konnten. Andre Beteiligte, insbesondere der ebenfalls verunglückte Obermeister Yenser, der wie Birks der bauausführenden Firma angehörte, haben die Ansicht des Inspektors vertreten, daß die Ausbiegung erst neuerdings entstanden sei. Außer Birks war jedoch keiner am Platze, der berechtigt war, den Weiterbau einstellen zu lassen. Man wandte sich deshalb telegraphisch nach New York an den beratenden Ingenieur Cooper der Quebec Bridge Co., konnte aber wegen eines Telegraphistenstreikes keine Nachricht übermitteln. Der Ingenieur McLure von der Quebec Bridge Co. fuhr nunmehr mit dem nächsten Zuge nach New York, wo er am 29. August früh eintraf. Es scheint, daß er Cooper von der drohenden Gefahr überzeugt hat, denn dieser sandte ein Telegramm nach Phoenixville, dem Sitz der Baugesellschaft, mit der Weisung, den Weiterbau zu verbieten. Dieser Weisung ist jedoch nicht rechtzeitig Folge gegeben worden. McLure ist nach seinem Besuch bei Cooper nach Phoenixville gefahren und hat den Chefingenieur Deans der Phoenix Bridge Co. aufgesucht; dieser hatte jedoch bereits brieflichen Bericht von Birks erhalten und war infolgedessen nicht von der Meinung abzubringen, daß die Ausbiegung schon lange vorhanden gewesen und nichts Ernsthaftes zu befürchten sei. Kurz nach dieser Unterredung traf die Nachricht vom Zusammenbruch ein. Diese Vorgänge sind vor dem Richter eidlich erhärtet; sie lassen einen förmlichen Kampf zwischen den pflichtbewußten Aufsichtsbeamten und den selbstbewußten, von der Unfehlbarkeit der Konstruktion überzeugten Angestellten der Baufirma erkennen.

Gibt zwar das fehlerhafte Untergurtglied schon einen Anhalt für die Ursache des Einsturzes, der durch den Befund des Trümmerhaufens noch bestätigt wird, so bleiben bis zur völligen Aufklärung doch noch viele Fragen zu lösen. Die Lösung mag für die Fachwelt jedoch durch weitere Schilderung der Einzelheiten erleichtert werden. Der überhängende Kragarm ist in den Strom gestürzt und liegt bis auf wenige Glieder des ersten Feldes in tiefem Wasser. Die Hauptpfosten sind mehrfach gebrochen; die Spitzen ragen teilweise aus dem Wasser, dagegen liegen die Füße mit den Hauptknoten landwärts des Hauptpfeilers. Die Hauptlager sind auf dem Pfeiler stehen geblieben. Zwischen dem Hauptpfeiler und dem Ankerpfeiler liegen die Trümmer des Rückarmes fast genau senkrecht unter ihrem Platze; s. Fig. 3 und 4. Auffällig ist, daß die Zugglieder der Obergurte in zwei ununterbrochenen Reihen über den Resten des Rückarmes liegen. Die Obergurte der drei dem Hauptpfeiler zunächst liegenden Felder sind mit den Spitzen der zugehörigen Pfosten über den Strompfeiler ins Wasser gestürzt. Alle Zugglieder der Obergurte sind wenig verletzt und zeigen, daß sie keine Veranlassung zum Zusammenbruch gegeben haben. Ebenso hat man keine Bolzenbrüche feststellen können. Auch die Pfeiler sind im wesentlichen unbeschädigt und nur äußerlich durch die niederstürzenden Eisenteile verletzt worden. Die Ankeraugenstäbe sind beim Fall über die Pfeilerkante rechtwinklig umgebogen, aber dem Anschein nach nicht gerissen.

Die übrigen Eisenteile, vor allem die auf Druck beanspruchten, bieten dagegen den Anblick vollständiger Zerstörung, hervorgerufen durch die Höhe des Sturzes. Die Glieder des Untergurtes sind dadurch noch schwerer beschädigt, daß die Gruben für die Pfosten des Baugerüstes noch offen standen, über deren Kanten die Träger, die hierher fielen, meist nahe an den Knotenpunkten zerbrachen. In den übrigen Teilen läßt sich indessen der Zusammenhang noch verhältnismäßig gut verfolgen, soweit sie nicht zu weit im Innern des Trümmerhaufens liegen. Die einzelnen Glieder sind nach verschiedenen Richtungen verbogen und gefaltet, ohne daß sie — selbst nicht an scharfen Krümmungen — gebrochen sind. Aus den Schilderungen der am Orte gewesenen unbeteiligten Fachleute über die einzelnen zerstörten Eisenglieder geht hervor, daß das verwendete Material recht gut gewesen sein muß. Aehnlich verhält es sich mit den Nieten, deren Zustand an den Bruchstellen, und soweit sie vielfach heil geblieben sind, auf gutes Material und ordnungsmäßige Herstellung schließen läßt. Auch für die am Ort eingezogenen Niete trifft dies zu. Diese Zeugnisse für gutes Material und einwandfreie Arbeit werden auch dadurch bestätigt, daß der Bau, wie man am Beispiel des oben erwähnten Untergurtgliedes A 9 L erkennen kann, unter ständiger scharfer Aufsicht ausgeführt worden ist. Zu erwähnen ist hierbei noch, daß ein großer Teil der Niete noch nicht hergestellt war; doch sind an allen diesen Stellen Schraubbolzen eingezogen gewesen. Auch an dem Unglücksträger A 9 L war am Einsturztage eine Nietmannschaft beschäftigt. Die Bauaufseher haben streng darauf gehalten, daß beim Nieten nur wenige Bolzen — etwa fünf — auf einmal entfernt wurden. Der Befund der zerstörten Teile läßt auch nicht darauf schließen, daß in dieser Richtung eine Ursache zum Einbruch des Bauwerkes zu suchen ist.

Den schlechtesten Eindruck machen die Untergurtglieder und die in ähnlicher Bauart hergestellten Pfosten. Die Glieder werden von mehreren mächtigen Stegrippen gebildet, die oben und unten durch Winkelgitter verbunden sind. Aber diese Verbindungen sind im Verhältnis zu den schweren Stegen so leicht, daß sie keinen genügenden gegenseitigen Zusammenhalt geboten haben. Am meisten kommt dies bei dem unheilvollen Untergurtglied A 9 L zum Ausdruck. Sind auch fast alle andern auffindbaren Untergurtglieder in ihrer Form stark verändert, verbogen, verwürgt und gefaltet, so ist

doch keines so offenbar zerknickt wie das erwähnte, das im mittleren Teil seiner Länge eine ganz scharf gekrümmte S-Form aufweist. Die eine Stegrippe ist gebrochen, und die Gitterverbände der vier Stegrippen sind vollständig abgesprungen. Diese Formveränderung weicht so stark von der der benachbarten Glieder und auch von der der entsprechenden Glieder des rechten Hauptträgers ab, daß man mit großer Bestimmtheit darauf schließen kann, daß sie nicht eine Folge des Einsturzes gewesen, sondern durch Zerknicken unter der Last des Bauwerkes entstanden und somit Veranlassung des Einsturzes gewesen ist.

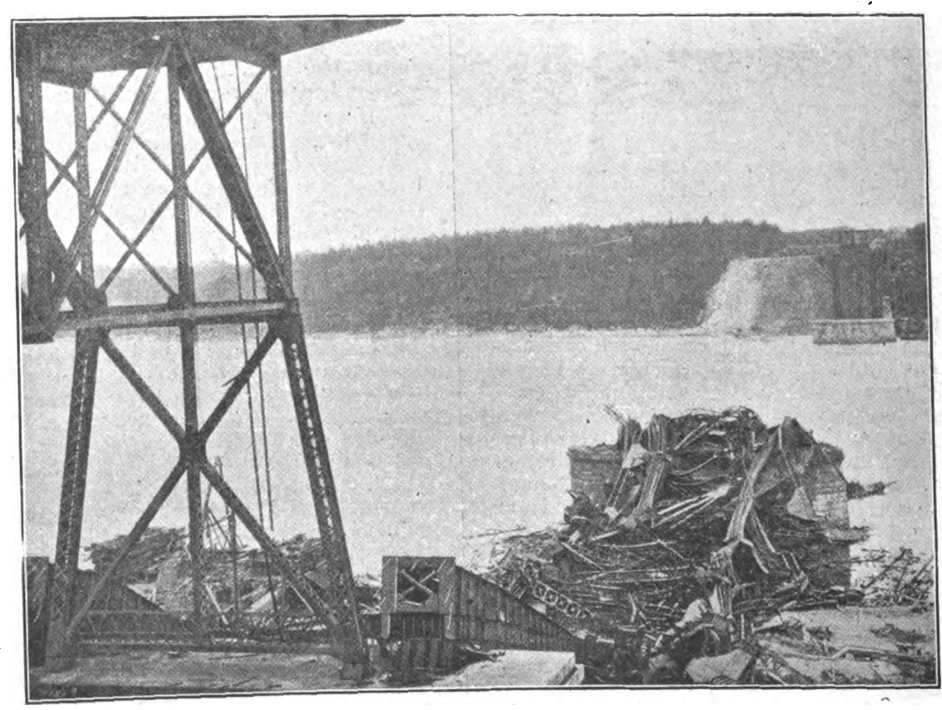
Das Glied A 9 L besteht aus vier 1,386 m hohen, rd. 100 mm dicken Stegrippen, die je aus vier gewalzten Blechen zusammengenietet sind. Je ein Seitenblech an allen Rippen ist niedriger als die andern und wird oben und unten durch je einen Saumwinkel zur vollen Höhe ergänzt. Die beiden inneren Stege stehen näher zueinander als zu den äußeren. Die gesamte Breite des Trägers über den äußeren Winkelkanten beträgt 1,410 m, die gesamte wirksame Querschnittfläche rd. 5000 qcm. Der von Bolzen zu Bolzen 17,4 m lange Träger hat zur seitlichen Versteifung seiner vier Rippen außer den Deckplatten und Stegwinkeln an den Knotenpunkten im mittleren Teil oben und unten je einen Querverband von 5 Gitterfeldern aus Winkeleisen von rd. 100 × 76 × 10 mm Querschnitt und von 5 Quersteifen aus 89 × 76 × 10 mm starken Winkeln. Nach der Berechnung der entwerfenden Ingenieure hat der Träger eine Gesamtbeanspruchung von 7350 t oder 1470 kg/qcm auszuhalten, wovon 5100 t oder rd. 1000 kg/qcm auf die tote Last entfallen. Diesem Betrage soll auch die Belastung am 29. August entsprochen haben. Die Zugfestigkeit des verwendeten Eisens soll 4100 bis 4400 kg/qcm betragen haben. Ob der Querverband der vier Rippen ausreicht, um das Gurtglied als einheitlichen Träger nach den geltenden Verfahren auf Zerknicken berechnen zu können, und ob die für die Druckbelastung des Trägers angenommenen Werte von den tatsächlich vorhandenen überschritten worden sind, muß eine eingehende Untersuchung lehren. Man sollte annehmen, daß die Rechnungen der verantwortlichen Ingenieure der Phoenix Bridge Co., als welche P. L. Szlapka, Bernt Berger und C. Scheider genannt werden, auch von andrer Seite sorgfältig nachgeprüft worden seien. Nach neueren Ermittlungen soll dies indessen nicht der Fall gewesen sein[1]), was

[1]) Engineering News 12. Sept. 1907 S. 287.

Fig. 3 und 4.

Zustand nach dem Einsturz.





allerdings kaum glaublich erscheint. Dafür spricht aber das auf die Vorstellungen von Mc Lure von Cooper ausgesandte Telegramm des Inhaltes, daß keine weiteren Gewichte in die Brücke eingefügt werden sollten, bis eine genaue Untersuchung stattgefunden habe.

Zu der schon an sich nicht einwandfreien Konstruktion des Trägers tritt noch der bemerkenswerte Umstand, daß gerade das Glied A 9 L vor dem Einbau mehrfache Beschädigungen erlitten hat, die zwar sorgfältig ausgebessert worden sind, aber doch auch den Verdacht der Unzulänglichkeit nahelegen. Von einigen Fachleuten ist außerdem noch darauf hingewiesen worden, daß in den beiderseits an den Hauptpfosten sich anfügenden Feldern des Rück- und Kragarmes die vom unteren Knotenpunkt aufwärts führenden Schrägen und Untergurte am Knotenpunkt steif miteinander verbunden gewesen sind[1]). Das mußte erhebliche Sekundärspannungen in diesen Konstruktionsgliedern hervorrufen, während sie doch nach den von der Baugesellschaft ausgegangenen Veröffentlichungen[2]) nur auf Druck beansprucht sein sollen. Wenn derartige Sekundärspannungen in ihrer Wirkung mit den oben besprochenen Konstruktionsmängeln der Untergurtglieder auch nicht zusammenfallen, so wird doch auch hierdurch wieder ein neuer Grund zum Mißtrauen gegenüber der Konstruktion hervorgerufen.

Schließlich ist der Vollständigkeit halber noch ein Gerücht zu erwähnen, welches sich darauf gründet, daß ein Teil der Arbeiter, die alle Gewerkschaftler gewesen sind, einige Zeit vorher gestreikt hätte; obgleich man sich geeinigt hat, soll bei diesen Leuten Mißstimmung gegenüber der Bauleitung geherrscht haben. Dieses Gerücht, das vielleicht in Verbindung mit dem kurz vor dem Unfall vernommenen Knall den Verdacht einer gewaltsamen Veranlassung erwecken könnte, erscheint schon deshalb bedeutungslos, weil ja auch die in Betracht kommenden Arbeiter auf der Brücke beschäftigt waren und größtenteils selbst verunglückt sind. Anderseits läßt das erwähnte knallartige Geräusch die Annahme, daß ausschließlich das Untergurtglied A 9 L den Einsturz veranlaßt habe, weniger wahrscheinlich erscheinen und weist eher auf das Springen eines auf Zug beanspruchten Gliedes hin. Doch sind die Angaben über das Geräusch zu wenig bestimmt, und dieses kann schließlich auch auf andre Weise entstanden sein,

[1]) Engineering 20. September 1907 S. 393 und 401.
[2]) Engineering Record 1. April 1905 S. 368.



so daß es außer acht gelassen werden kann. Der Befund des zerknickten Untergurtgliedes führt auf jeden Fall zu dem Urteil, daß es entscheidend auf den Gesamtausgang des Unfalles eingewirkt hat. Zur vollständigen Aufklärung sind von den zuständigen Stellen entsprechende Maßnahmen getroffen worden. Vom Gericht ist unter Mitwirkung von Sachverständigen eine Untersuchung eingeleitet, deren bisher bekannt gewordene Ergebnisse in unsrer Besprechung berücksichtigt worden sind. Außerdem hat die kanadische Regierung einen Ausschuß von drei namhaften Fachleuten zur Untersuchung des Zusammenbruches gebildet. Klarheit wird nur gewonnen werden können, wenn die gesamten rechnerischen Unterlagen des Entwurfes geprüft und mit der Ausführung des Bauwerkes verglichen worden sind, da außer den entwerfenden Ingenieuren und dem beratenden Ingenieur der Phoenix Bridge Co. nur wenige Fachleute uneingeschränkten Einblick in die konstruktiven Unterlagen des Bauwerkes gehabt haben.

Das Unglück gemahnt in vielen Zügen an den Einsturz der Brücke über den Firth of Tay, den Max Eyth unter dem Titel »Berufstragik« so ergreifend geschildert hat. Wenn der Leser das Buch Eyths aus der Hand gelegt hat, ist ihm sicher der Gedanke gekommen, daß die Ingenieurkunst, die seitdem so viele gewaltige, kühne und doch erprobte Bauwerke geschaffen hat, über das damalige Können weit hinaus vorgeschritten und ein derartiges Unglück heute kaum noch denkbar sei. Der Einsturz der Quebec-Brücke lehrt es anders und zeigt — soviel ist heute schon sicher —, daß aller Gewinn an Wissen und Können, an Erfahrung und Befähigung die äußerste Vorsicht und Gewissenhaftigkeit des Ingenieurs nicht einen Augenblick entbehrlich macht.

In Z. 1907 S. 1080 ist über den Turbinenschnelldampfer »Charles Roux« berichtet worden, den die Compagnie Générale Transatlantique für ihre Fahrten zwischen Marseille und Algier im Bau hat. Dieses Schiff ist jedoch nicht der erste **Turbinendampfer auf dem Mittelmeer**, da bereits Mitte November die beiden auf der Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. in Glasgow erbauten Dampfer der Egyptian Mail Steamship Co. ihren Dienst zwischen Marseille und Alexandria aufnehmen werden. Die Schiffe sind 166 m lang, 18,3 m breit und 11,6 m tief und haben Raum für rd. 500 Fahrgäste erster Klasse. Die neue Linie wird dem Norddeutschen Lloyd Wettbewerb machen und die bisherige Reisedauer um 1½ Tage abkürzen.

Ferner beabsichtigt auch der Oesterreichische Lloyd, seine zwischen Triest und Alexandrien verkehrenden Schiffe durch 4 Turbinenschnelldampfer mit folgenden Abmessungen zu ersetzen:

Länge	137 m
Breite	17,1 »
Tiefe	10,4 »
Raumgehalt	8600 B.-R.-T.
Maschinenleistung	13000 PS
Geschwindigkeit	18 Knoten.

Die Dampfer, welche ebenso wie die der Egyptian Mail Steamship Co. mit Parsons-Turbinen ausgerüstet werden, sollen 210 Fahrgäste erster, 80 zweiter und 60 dritter Klasse bei 220 Mann Besatzung befördern. Die Kabinen werden, abgesehen von einigen Staatszimmern, für 4 und 8 Personen eingerichtet. Wann sie in Dienst gestellt werden, ist noch unbestimmt.

Die vorsätzliche Einschränkung der Leistung durch die Arbeiter in den Vereinigten Staaten und in England wird in einem Sonderbericht des amerikanischen Arbeitsamtes in Washington auf Grund von Erhebungen besprochen, die an Ort und Stelle gemacht worden sind[1]). Das Bestreben der Arbeiter, ihre Leistung einzuschränken, verfolgt im allgemeinen den Zweck, die Arbeit auf einen größeren Zeitraum auszudehnen, um mehr Arbeitgelegenheit und dauernde Beschäftigung zu schaffen, oder übermäßige Anstrengungen zu vermeiden, damit die körperliche Arbeitfähigkeit möglichst lange bewahrt wird. Ausnahmsweise haben die Arbeiter in England die Einschränkung ihrer Leistungsfähigkeit als Kampfmittel gegen die Arbeitgeber statt des Streiks verwendet. Der Vorgang besteht entweder darin, daß die Arbeiter zeitweise oder ununterbrochen möglichst langsam arbeiten, oder daß sie Maschinen, die eine Erhöhung ihrer Leistungsfähigkeit ermöglichen würden, ablehnen. In einzelnen Fällen haben Arbeiter oder Arbeiterverbände die Anwendung von solchen Maschinen gänzlich verboten oder beschränkt. In andern Fällen wurde die Zahl der Maschinen, die von je einem Arbeiter bedient werden darf, eingeschränkt oder vorgeschrieben, daß bei dieser Maschine mehrere an sich überflüssige Personen beschäftigt werden müssen. Andre Beschränkungen bestehen darin, daß festgesetzt wird, wie viele Personen die von einer Maschine hergestellten Güter gleichzeitig bearbeiten dürfen, oder wieviel eine Maschine täglich verarbeiten darf. Bestimmungen, nach welchen die an Maschinen beschäftigten Arbeiter schlechter bezahlt werden als Handarbeiter, gehören ebenfalls hierher. Am deutlichsten zeigt sich die Neigung der Arbeiter, ihre Leistungsfähigkeit absichtlich einzuschränken, in ihrem Verhalten gegenüber den neueren Lohnverfahren. In den Vereinigten Staaten, in England und auch in andern Ländern haben häufig die Gewerkvereine die Einführung der Stücklöhne, von denen man ziemlich allgemein eine bis zu 25 vH höhere Leistungsfähigkeit des Arbeiters erwartet, abgelehnt. In andern Fällen haben die Arbeiterverbände wohl den Stücklohn angenommen, doch sind sie bestrebt gewesen, die Entwicklung der ganzen Leistungsfähigkeit, die als gesundheitschädlich hingestellt wird, zu beschränken, indem sie das Maß der Tagesarbeit oder den Tagesverdienst der besten Arbeiter begrenzten und diese so hinderten, ihre volle Leistungsfähigkeit zu entwickeln. In der Eisen- und Stahlindustrie, der Glasindustrie und den Baugewerben sind solche Beschränkungen seit längerem anerkannt und in den Tarifverträgen zwischen den Arbeitgebern und Arbeitern ausdrücklich festgelegt. Ganz besonders richtet sich die Abneigung gegen diejenigen Arbeiter, die sich für Prämien vom Unternehmer als »Schrittmacher« verwenden lassen. Zahlreiche Gewerkvereine bestrafen Mitglieder, die heimlich gezahlte Prämien annehmen. Organisierte Arbeiter weigern sich vielfach, unter einem Vorarbeiter zu arbeiten, der nicht ihrem Verband angehört, oder der an der Menge der geleisteten Arbeit geschäftliches Interesse hat. Aber auch für die gegen Zeitlohn beschäftigten Arbeiter haben die Arbeiterverbände in einigen Gewerben eine Höchstgrenze für die tägliche Arbeitleistung festgesetzt. In dem Bestreben, allen Versuchen der Unternehmer zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Arbeiter entgegenzuwirken, haben die Verbände Mindestlöhne durchgesetzt, die so hoch sind, daß auch den besseren Arbeitern keine höheren Löhne gezahlt werden können.

Diese Bestrebungen sind allerdings nur durchführbar, wo der Arbeitgeber nicht in der Lage ist, nach eigenem Belieben Arbeiter anzustellen und zu entlassen, und daraus erklärt sich, daß die Gewerkvereine in Amerika die Freiheit des Unternehmers auch in dieser Beziehung zu beschränken versuchen, indem sie ausdrücklich festsetzen, daß Entlassung wegen Zugehörigkeit zum Verbande oder wegen persönlicher Unbeliebtheit des Arbeiters nicht stattfinden darf, oder daß Arbeiter überhaupt nicht entlassen werden dürfen, wenn sie ein gewisses, sehr niedriges Mindestmaß von Arbeit verrichten, außer wegen grober Unregelmäßigkeiten. Am meisten wird die Freiheit des Arbeitgebers in bezug auf die Wahl seiner Arbeiter dort eingeschränkt, wo die Gewerkvereine den Zwangsarbeitnachweis eingeführt haben.

In die Reihe der Formen, die das Bestreben der Arbeiter, ihre Leistungsfähigkeit einzuschränken, annehmen kann, gehört endlich das ausschließlich in Großbritannien bekannt gewordene Ca'Canny-System[1]), das als Kampfmittel dem Arbeitgeber gegenüber angewendet wird, wenn die Arbeiter sich nicht stark genug fühlen, einen Streik zu beginnen.

Von Arbeiterseite werden alle diese Bestrebungen mit dem Hinweis darauf gerechtfertigt, daß die Beschränkung der Arbeitleistung erforderlich sei, um die Gesundheit der Arbeiter zu bewahren, um den Durchschnittsarbeiter zu schützen, um eine gute Qualität der Erzeugnisse zu sichern und um möglichst zahlreichen Arbeitern Gelegenheit zur Beschäftigung zu bieten. Mit der größeren Ausbreitung der Tarifverträge in den letzten Jahren haben in den Vereinigten Staaten diese Bestrebungen etwas abgenommen. In England haben wohl die Arbeiterverbände alle förmlichen Bestimmungen dieser Art beseitigt, gewisse Regeln und Gewohnheiten, die tatsächlich zu einer bedeutenden Verminderung der in einer gegebenen Zeit geleisteten Arbeit führen, aber beibehalten.

Eine bemerkenswerte **Brückenaufstellung** ist Mitte April vorigen Jahres bei den kgl. schwedischen Staatseisenbahnen ausgeführt worden. Es handelte sich um eine Ueberbrückung des Nordre-Elfs (des nördlichen Armes des Göta-Elfs) unweit Gothenburg. Der Strom ist an der

[1]) Eleventh special report of the Commissioner of Labor. Regulation and restriction of output. Washington 1905. S. a. Reichsarbeitsblatt 1907 Nr. 6.

[1]) s. Z. 1903 S. 1190.

Fig. 2. Längsansicht der Brücke während des Drehens. Maßstab 1 : 600.

Fig. 3. Queransicht des auf den Prahmen ruhenden Brückenendes.

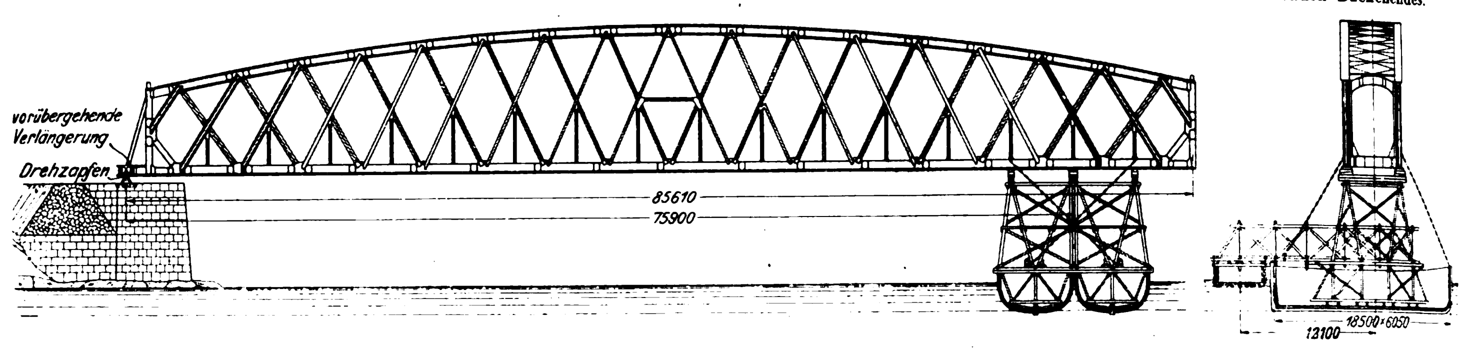


Fig. 1. Lageplan. Maßstab 1 : 2250.

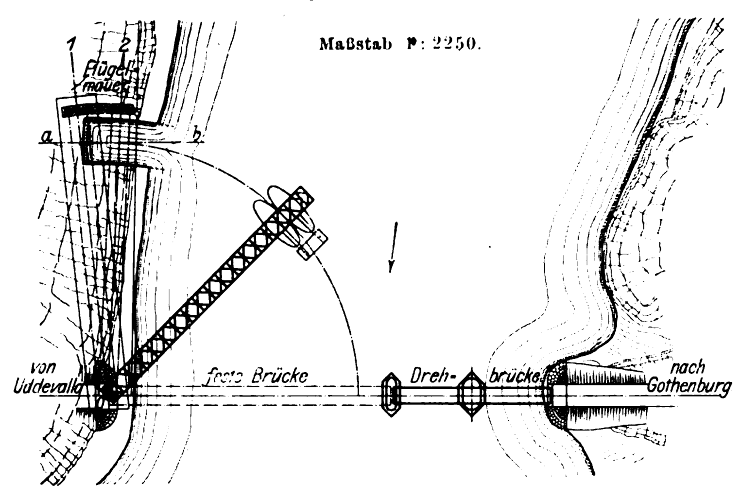
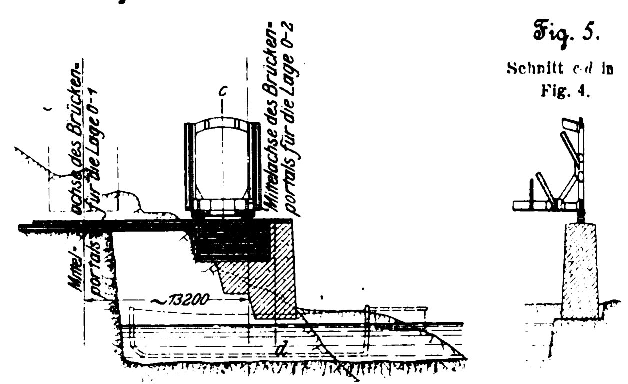


Fig. 4. Schnitt a-b in Fig. 1.

Fig. 5. Schnitt c-d in Fig. 4.

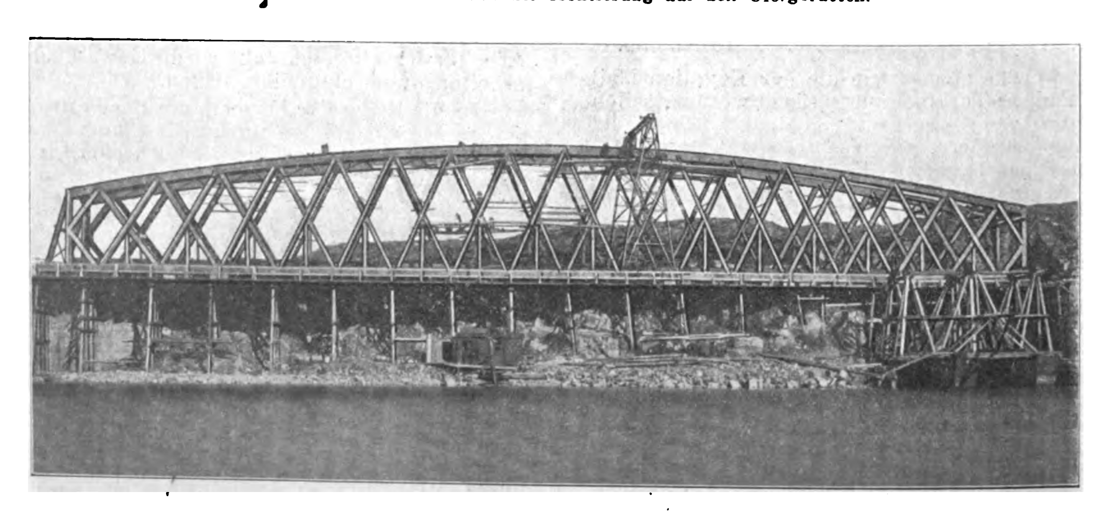


Brückenstelle etwa 135 m breit und wird von einer Drehbrücke von 47,18 m und einer festen eisernen Brücke von 83,81 m Gesamtlänge überspannt.

Die Art und Weise, wie man diese feste Brücke aufgestellt hat, ist eigenartig und soll im folgenden kurz erläutert werden.

Demnach gelangte ein Aufstellverfahren, das vom Ingenieur Carl Fraenell, Vorstand des Brückenbaubureaus der kgl. schwedischen Eisenbahnverwaltung, vorgeschlagen ist, zur Ausführung. Es besteht darin, daß die Brücke erst längs des nördlichen Ufers des Stromes fertig zusammengebaut und zusammengenietet wurde. Während des Baues ruhte die Eisenkonstruktion auf festen Ufergerüsten von geringer Höhe, wie Fig. 6 zeigt. Das linke Ende der Brücke, s. Fig. 2 und 6, war vorübergehend mit einer Verlängerung ausgestattet und stützte sich nur in einem Punkt auf einen im Landwiderlager einbetonierten Drehzapfen aus Gußeisen, der in der Mittel-

Fig. 6. Brücke während der Montierung auf den Ufergerüsten.



Feste Baugerüste im Strom wollte man von vornherein vermeiden, weil die größte Wassertiefe bei mittlerem Wasserstande rd. 11,5 m und die Tiefe bis zum festen Baugrund noch 9 bis 10 m beträgt. Die Unterkante der Eisenkonstruktion liegt ungefähr 9 m oberhalb des Mittelwassers. Die Anwendung von festen Gerüsten wäre also eine umständliche und kostspielige Lösung gewesen, und außerdem hätte man befürchten müssen, daß solche Gerüste durch den Eisgang beschädigt würden.

achse des Gleises angebracht war, s. Fig. 1 und 2. Das andre Ende ruhte ursprünglich unmittelbar auf dem Boden und wurde nach Fertigstellung der Brücke auf eine bogenförmige Flügelmauer, Fig. 1, 4 und 5, um rd. 13,2 m hinausgeschoben, so daß sich die Lage der Brückenmittelachse um rd. 9° änderte. In Fig. 1 bezeichnet die Linie 0-1 die Mittelachse der Brücke während der Montierung auf den Ufergerüsten, und 0-2 gibt die Lage derselben Achse an, nachdem die Brücke auf die Flügelmauer geschoben ist. Fig. 7



zeigt die erste Ausdrehung der Brücke von der Lage 0-1 in die Lage 0-2. Bei dieser Drehung rollte die Brücke auf zwei Gruppen von Gußstahlrollen, die für die beweglichen Lager der Brücke bestimmt waren. Dicht neben der erwähnten Flügelmauer wurden drei miteinander verbundene, teilweise mit Wasser gefüllte hölzerne Prähme in einen zu diesem Zweck hergestellten Ufereinschnitt eingeschoben, s. Fig. 1, 2 und 4. Diese Prähme trugen hölzerne Gerüste, auf welchen die Eisenkonstruktion mittels untergeschobener Holzkeile abgestützt wurde, s. Fig. 2 und 3. Durch Auspumpen des Ballastwassers wurden sie nunmehr zunächst gehoben, so daß die Brücke nur auf dem Drehpfeiler am Landwiderlager und auf den Prähmen ruhte. Dann wurden sie mit Hülfe eines Dampfers langsam ausgeschwenkt, Fig. 1, wobei das auf ihnen ruhende Brückenende in einem Bogen von rd. 85° stromabwärts in die engültige Lage gebracht und

Fig. 7. Erste Ausdrehung der Brücke, Lage 0-2 in Fig. 3.

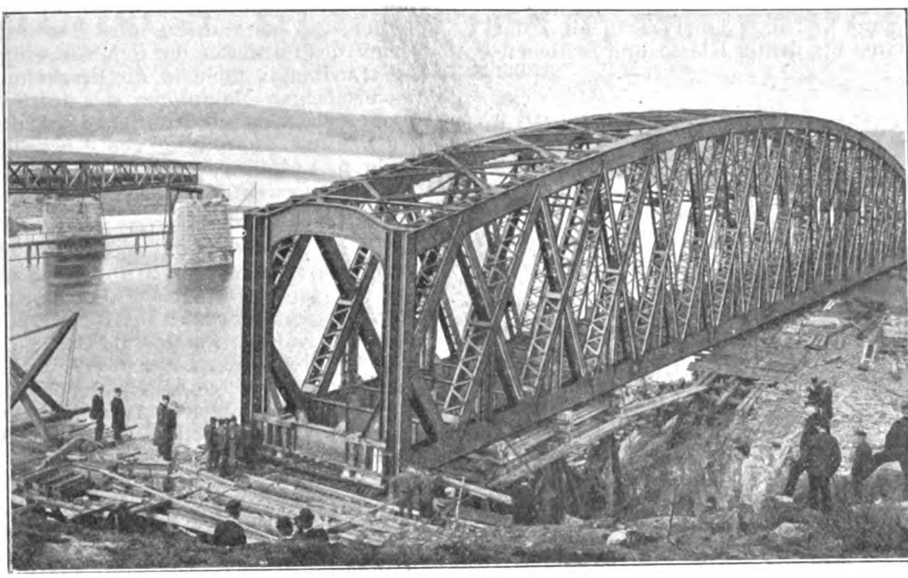
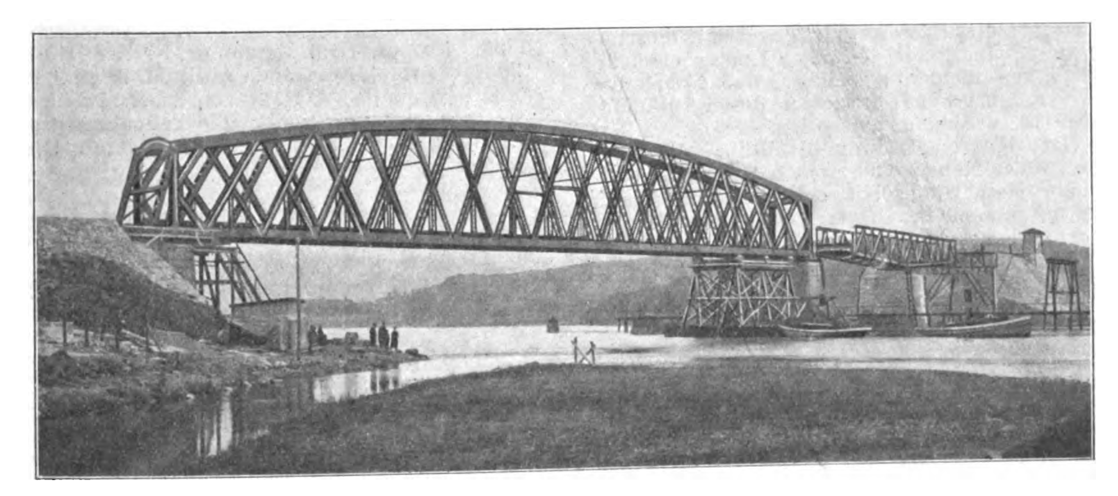


Fig. 8. Brücke in der Schlußlage.



dann durch Einlassen von Wasser in die Prähme auf die Lager des Strompfeilers niedergelassen wurde. Fig. 8 zeigt die Brücke in ihrer Schlußlage.

Während der Drehung war dafür gesorgt, daß die Geschwindigkeit durch Rückhalteketten, die am Ufer befestigt waren, geregelt werden konnte.

Das Eigengewicht der Brücke bei der Ausdrehung (d. h. ohne Längsträger und Fahrbahn) betrug rd. 358 t, wovon rd. 200 t auf die Prähme kamen.

Die Ausdrehung ging ohne jeglichen Unfall vor sich und nahm 1 st 45 min in Anspruch, wovon jedoch 46 min für die Richtungsveränderung der Rückhaltketten nötig waren und nur 59 min auf die eigentliche Drehung entfielen.

Stockholm. **Otto Linton,**
Brückenbau-Ingenieur der kgl. schwedischen Staatseisenbahnverwaltung.

Der Bergische Fabrikanten-Verein zu Remscheid hat mitgeteilt, daß er sich mit den auf Einführung eines **einheitlichen deutschen (metrischen) Bohrkegels für Spiralbohrer, Bohrer aller Art, Reibahlen usw.** gerichteten Bestrebungen (s. Z. 1907 S. 1364) nicht einverstanden erklären könne, solange sie sich auf Deutschland beschränken; denn er befürchtet davon eine bedeutende Schädigung der deutschen Industrie.

Der Verein deutscher Ingenieure durfte es als seine Aufgabe betrachten, die an ihn herantretenden Wünsche nach Vereinheitlichung der mannigfaltigen vorhandenen Bohrkegel dadurch zu befriedigen, daß er im Jahr 1900 ein einheitliches System aufstellte. Daß dieses System auf metrischem Maß aufgebaut wurde, war nach den damals gepflogenen Verhandlungen selbstverständlich. Wenn sich nun herausstellt, daß eine bedeutende Gruppe der Industriellen — der Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken — dieses einheitliche deutsche System freudig begrüßt und es allgemein anzuwenden empfiehlt, während eine andre bedeutende Gruppe: der Bergische Fabrikanten-Verein, zwar nicht das aufgestellte System in technischer Beziehung bekämpft, aber aus geschäftlichen Rücksichten seiner Einführung widerstrebt, so ändert das nichts an dem Verdienst, das sich der Verein deutscher Ingenieure durch Aufstellung des einheitlichen Systems erworben hat. Es wiederholt sich hier dasselbe wie bei Aufstellung des metrischen Gewindesystems: die auf Wunsch weiter Kreise vorgeschlagene Neuerung wurde bei uns, in Deutschland, aus geschäftlichen Gründen, besonders mit dem Hinweis darauf, daß die Sache international geregelt werden müsse, bekämpft, während in andern Ländern mit gleichfalls internationalem Verkehr dergleichen Rücksichten kein Hindernis waren, eine solche Neuerung national einheitlich einzuführen. Und wie bei uns die Zahl der Fabriken ständig wächst, die trotz dieser geschäftlichen Bedenken und Widersprüche eine nach der andern das metrische S.-J.-Gewinde bei sich einführen, so wird auch der Widerspruch gegen den metrischen Bohrkegel sich nicht lange aufrecht erhalten lassen.

Am 14. September hat der **Dampfer »President Grant«** der **Hamburg-Amerika-Linie** seine erste Fahrt nach New York angetreten. Es ist dies ein Schwesterschiff des »President Lincoln« [1], der Ende Mai in Dienst gestellt worden ist. Da inzwischen auch der Schnelldampfer des Norddeutschen Lloyds »Kronprinzessin Cecilie« seine Fahrten aufgenommen hat, so erkennt man, daß die deutsche Handelsflotte in den letzten Monaten eine sehr beachtenswerte Verstärkung erfahren hat. Die beiden genannten Schwesterschiffe von über 18000 Reg.-Tons

[1] s. Z. 1907 S. 880.

Brutto-Raumgehalt werden unter den Dampfern der Hamburg-Amerika-Linie nur von »Kaiserin Auguste Victoria« und »Amerika« an Größe übertroffen. Der Laderaum jedes Dampfers umfaßt insgesamt 22000 cbm, und daneben vermag ein jeder etwa 3700 Personen in erster bis dritter Klasse und Zwischendeck zu befördern.

Nachdem nahezu ein Jahr verstrichen ist, seitdem die letzte Fahrt mit dem **Zeppelinschen Luftschiff** Modell 3 unternommen wurde[1]), hat am 24. September d. J. wiederum ein sehr **erfolgreicher Aufstieg** von Friedrichshafen am Bodensee aus stattgefunden. Bei der Fahrt, die 4 st 17 min dauerte, wurde der Bodensee in einer Höhe von 300 bis 400 m vollständig umkreist. Der Abstieg ging ohne Ablassen von Gas oder Ausgabe von Ballast nur unter Wirkung der Gleitflächen, der Luftschrauben und der Steuer in der Nähe der bei Manzell schwimmenden Ballonhalle glatt vor sich. In den beiden Gondeln hatten diesmal 10 Personen Platz genommen, die sich von der guten Wirkung der wagerechten und senkrechten Steuer durch mehrfache Schwenkungen in beiden Ebenen überzeugen konnten. An den folgenden Tagen wurden die Fahrten fortgesetzt, wobei sich das Luftschiff weiter gut bewährte.

Nach einem Bericht des Konsuls der Vereinigten Staaten in Monterey bürgert sich die Verwendung von **Petroleum für Lokomotivheizung** auf den **mexikanischen Eisenbahnen** mehr und mehr ein. So erhält die Mexikanische Zentralbahn heute bereits 4000 Fässer täglich für diesen Zweck, und eine Steigerung dieser Bezüge steht in Aussicht. Alle neuen von der genannten Gesellschaft beschafften Lokomotiven haben Vorrichtungen für Petroleumheizung, und ältere Lokomotiven werden in den Betriebswerkstätten der Gesellschaft entsprechend umgebaut. Daneben sind an verschiedenen Orten Petroleumbehälter in der Aufstellung begriffen.

Die **zweite transatlantische Fahrt des Schnelldampfers »Lusitania«**, die Rückreise von New York, ist noch weniger erfolgreich gewesen als die Hinreise, da das Schiff diesmal nur eine mittlere Geschwindigkeit von 22,62 Knoten erreicht hat. Die Tageszeitungen melden allerdings, daß Nebel die Reise des Schiffes verzögert habe; inwiefern dieser Umstand von Einfluß gewesen ist, wird der spätere Betrieb des Schiffes erkennen lassen. Nach einigen Meldungen soll übrigens auch auf der Ausreise zeitweise Nebel geherrscht haben. Die verhältnismäßig geringe Geschwindigkeit der »Lusitania« auf der Rückreise fällt um so mehr ins Gewicht, als die Aussichten zur Erzielung einer größeren Geschwindigkeit auf der Ostreise infolge der günstigen Einwirkung des Golfstromes durchweg besser sind als auf der Westreise, wie es sich auch an den Fahrten der deutschen Schnelldampfer verfolgen läßt. Der bisher stets zugunsten des Turbinenantriebes angeführte Vorteil des Fortfalles der Schiffschwingungen ist übrigens auf der »Lusitania« nicht in die Erscheinung getreten; denn nach den bisherigen Meldungen soll der Schiffskörper in der Fahrt besonders starke Erschütterungen aufgewiesen haben. Ob dies nur der Anordnung von 4 Schrauben oder der unzweckmäßigen Verteilung der Turbinenanlage zuzuschreiben ist, muß dahingestellt bleiben, bis weitere Einzelheiten vorliegen.

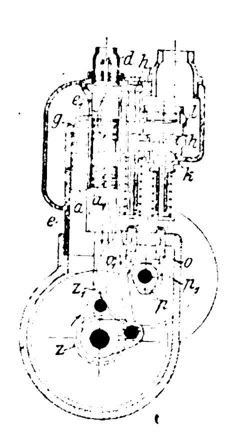
[1]) Vergl. Z. 1906 S. 1727.

Einen **Kursus über wirtschaftliche Fragen** veranstaltet der Berliner Bezirksverein deutscher Ingenieure in der Woche vom 21. bis 26. Oktober d. Js. Darin werden folgende Vorträge gehalten werden: Dr. Damme, Geh. Reg.-Rat und Direktor im Kaiserl. Patentamt, Berlin: Grundlinien des Patentrechtes. Prof. Dr. Ehrenberg, Rostock: Der Unternehmer. Karl Hartmann, Geh. Reg.- und Gewerberat, Berlin: Die Fabrik und ihre Nachbarn. Prof. E. Josse, Charlottenburg: Die Kohle als Energiequelle. Ingenieur Heinr. Macco, Mitglied des Preußischen Abgeordnetenhauses, Siegen: Die preußische Staatsbahn, ihre Tarife und deren Bedeutung für die Industrie. H. Meltzer, Direktor der Revisions- und Vermögensverwaltungs-A.-G., Berlin: Kalkulations- und Selbstkostenwesen. F. A. Neuhaus, Direktor bei A. Borsig, Tegel bei Berlin: Einzelfragen aus der Organisation technischer Betriebe. Justizrat Dr. Herman Veit Simon, Rechtsanwalt am Kammergericht und Notar, Berlin: Bilanzwesen. Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger, Charlottenburg: Kaufmann und Ingenieur. Prof. Dr. Stein, Frankfurt a. M.: Der Fabrikarbeiter. Prof. Dr. K. Thieß, Danzig: Entwicklung und Organisation des Weltverkehres. Dr. Henry Voelcker, Reg.-Rat a. D., Berlin-Schlachtensee: Der Entwicklungsgang der deutschen Großindustrie unter besonderer Berücksichtigung des Kartell- und Syndikatswesens. — Die Vorträge finden in der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin statt. Die Teilnehmergebühr beträgt für den ganzen Kursus 20 ℳ, für die einzelne Vortragstunde 2 ℳ. Anmeldungen sind zu richten an die Geschäftstelle des wirtschaftlichen Kursus, Hrn. Ingenieur Fr. Frölich, Berlin NW. 7, Charlottenstr. 43, die auch Auskunft erteilt. Die Vorträge sind auf die Vormittagstunden von 8 bis 12 und die Abendstunden von 6 bis 9 gelegt, so daß die Teilnehmer Gelegenheit haben, während der Nachmittagstunden ihren Geschäften nachzugehen.

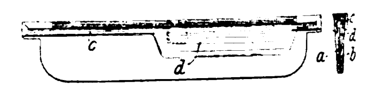
Die diesjährige **Internationale Ausstellung für Automobil-, Fahrrad- und Sportwesen** findet in der Zeit vom 12. November bis zum 1. Dezember 1907 im Grand Palais (Champs-Elysées) **in Paris** gleichzeitig mit dem zweiten Kongreß für die Anwendung denaturierten Alkohols statt.

Patentbericht.

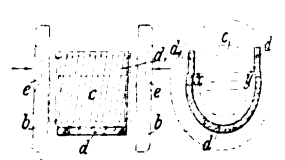
Kl. 46. Nr. 184715. Gasmaschine. H. und H. Hildebrand, Deutsch-Wilmersdorf bei Berlin. Der neben dem Arbeitzylinder e angeordnete kleine Zylinder e_1 dient dazu, einen Teil der Ladung bis zur Selbstentzündung zu verdichten. Beim Saughub saugt zunächst der Kolben a_1 allein, dessen Kurbel um etwa 80° voreilt, Gemisch durch d nach e_1; sobald aber a_1 einen bei f befindlichen, nach dem Verdichtungsraum g in e führenden Kanal freilegt, saugen beide Kolben a, a_1 Gemisch durch d an und verdichten es beim Rückhub, wobei a den durch Ueberdeckung von f in e_1 abgeschlossenen Teil stärker bis zur Selbstentzündung verdichtet. Beim oberen Hubwechsel des Arbeitkolbens a wird f wieder freigelegt, ein Feuerstrahl schießt von e_1 durch f nach g und entzündet die Hauptladung; beide Kolben wirken dann treibend. Beim Auspuffhub wird der Hauptteil der Abgase durch den Kanal l und das durch z, z_1, p, o gesteuerte Ventil h in den Auspuff k geleitet, für den durch a_1 in e_1 abgeschlossenen Teil aber ist am obersten Ende von e_1 ein besonderes, durch p_1, o_1 gesteuertes Auspuffventil h_1 angeordnet, und die Abgase werden von a_1 bis auf einen geringen Rest ausgetrieben, damit ein reines Gemisch in e_1 zur Sicherung der Selbstzündung erhalten wird.



Kl. 24. Nr. 184733. Roststab. O. Bender, Treptow bei Berlin, und F. Heiliger, Andernach a. Rh. Der zweiteilige Roststab hat einen Kanal zur Zuleitung von flüssigem Brennstoff oder von Luft in die Feuerung. An diesen von zwei zusammengenieteten Teilen a und b des Stabes gebildeten Kanal c schließen sich in jedem Roststabtale taschenförmige Erweiterungen d an, die in jedem Teil bis etwa über die Mitte hinausreichen, in den beiden zusammengehörigen Teilen aber gegeneinander versetzt sind. Hierdurch sollen unsymmetrische Temperaturspannungen und infolgedessen Bewegungen der Roststäbe beim Hindurchschieben von Luft oder flüssigem Brennstoff erzielt und so das Verstopfen oder Verschlacken der Rostbahn vermieden werden.



Kl. 47. Nr. 183941 (Zusatz zu Nr. 176898, Z. 1907 S. 312). **Kugellager mit federnden Zwischenstücken.** Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Die das übermäßige Zusammendrücken des Zwischenstückes $b\,c\,b$ verhindernde Hülse d ist zum leichteren Aufbringen geschlitzt. Damit nun durch den in den Vertiefungen e wirkenden Druck der Kugeln die Endplatten b nicht um die Ecken x, y des Schlitzes aufgekippt werden, sind dort zwei abgebogene Lappen d_1 angebracht, die beim Aufbringen von d auf c nicht hinderlich sind.



Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 41. **Sonnabend, den 12. Oktober 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Die Eisenbahnbetriebsmittel auf der Ausstellung in Mailand 1906.

Von **Metzeltin,** Regierungsbaumeister a. D.

(Fortsetzung von S. 1581)

31) $^2/_2$-gekuppelte italienische Straßenbahnlokomotive, gebaut von Società Italiana Ernesto Breda in Mailand; Fig. 153 bis 155.

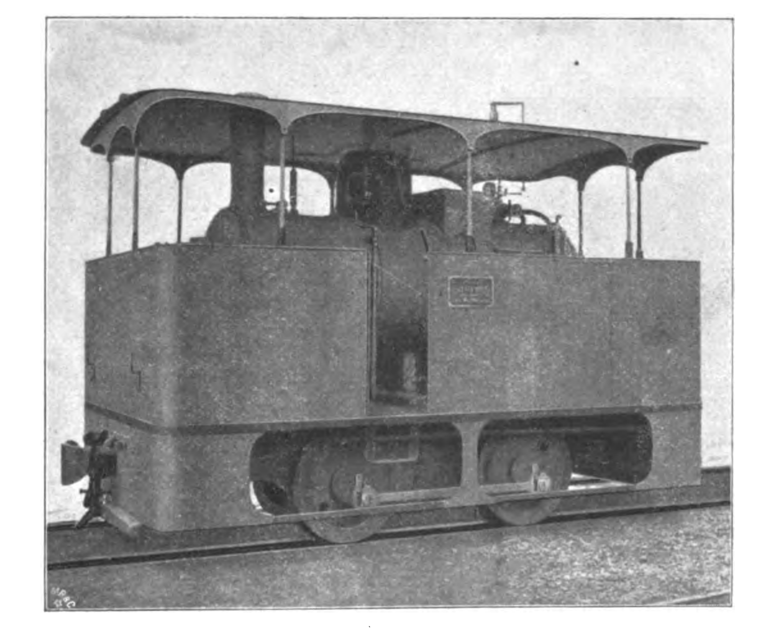
Die Lokomotive stellt eine der kleinsten normalspurigen Formen italienischer Straßenbahnlokomotiven dar.

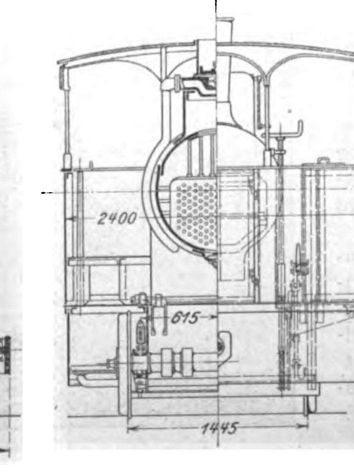
Der Langkessel besteht aus einem Schuß, die Feuerkiste hat eine seitliche Feuertür und deshalb querliegende Roststäbe. Der Regler liegt wagerecht in einem Aufsatz des Domes, der auch die Sicherheitsventile trägt. Der Reglerhebel sitzt unmittelbar auf der Welle des Reglerschiebers. Auch der Steuerhebel greift unmittelbar an der Steuerwelle an. Dicht neben beiden Handgriffen befindet sich die Spindelbremse. Die Injektoren liegen etwas weniger bequem zugänglich an der Rückwand des Gehäuses.

Das gesamte Triebwerk ist zwischen den Rahmen angeordnet, aber bei der Lagerung des ganzen Kessels über dem Rahmen bequem zugänglich. Die 18 mm starken Rahmenplatten haben nur 1074 mm lichte Entfernung, so daß sich die Auflagerung der schmalen Feuerbüchse bequemer gestaltet, als dies sonst bei so kleinen normalspurigen Lokomotiven der Fall ist. Die Achsbüchsführungen sind außen vor die Rahmen gesetzt, so daß die Tragfedern zwischen Rahmen und Rad bequem Platz finden, während sonst die Unterbringung der hinteren Feder oft einige Schwierigkeiten verursacht.

Fig. 153 bis 155.

$^2/_2$-gekuppelte italienische Straßenbahnlokomotive, gebaut von Società Italiana Ernesto Breda.





Bei 1400 mm Radstand beträgt die größte Länge der Lokomotive ohne Buffer nur 4170 mm, die größte Breite nur 2400 mm.

32) $^2/_2$-gekuppelte meterspurige Tenderlokomotive »Lodovico«, gebaut von Società Italiana Ernesto Breda in Mailand; Fig. 156 bis 158.

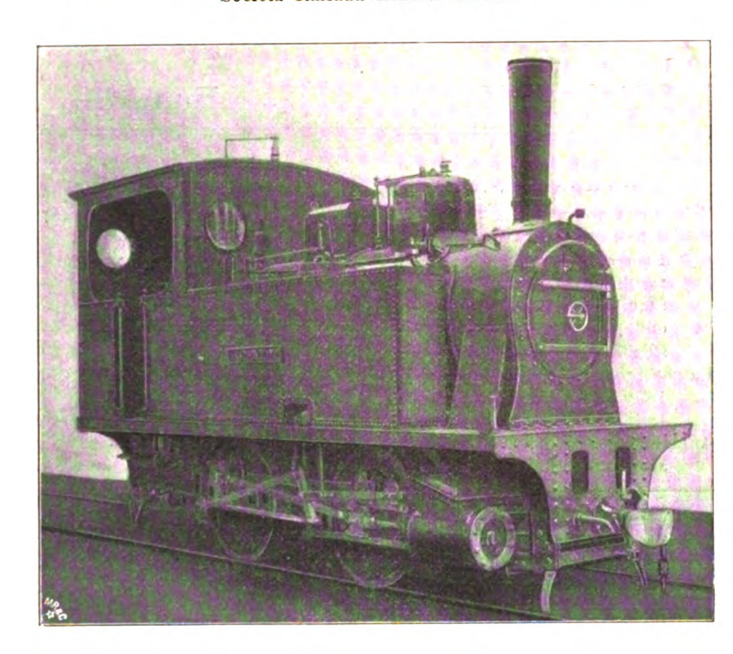
Fig. 156 bis 158 stellen eine in den einfachsten Formen gehaltene Kleinbahnlokomotive dar. Am Kessel fällt die sehr geringe Tiefe der Feuerbüchse, aber auch die zweckmäßige Abrundung der Feuerbüchsecken mit recht großem Halbmesser auf.

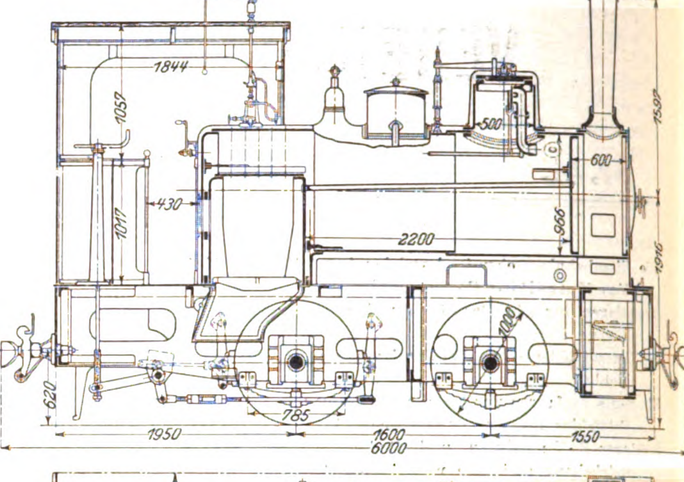
Das Triebwerk bietet mit Ausnahme der als Gegenkurbeln ausgebildeten Exzenter kaum etwas Bemerkenswertes. Die Achslager besitzen keine Stellkeile; die

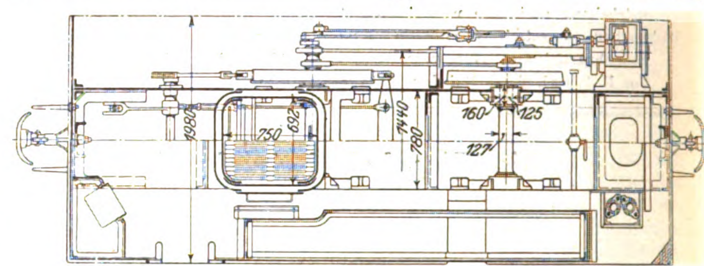


Fig. 156 bis 158.

2/2-gekuppelte meterspurige Tenderlokomotive »Lodovico«, gebaut von Società Italiana Ernesto Breda.







Federn liegen unter dem Rahmen und übernehmen die Last unmittelbar ohne Gehänge.

Das Führerhaus ist nur 1954 mm breit und hat recht kleine Fenster in Vorder- und Rückwand; doch ist die Seitenwand den klimatischen Verhältnissen entsprechend weit ausgeschnitten.

33) 2/2-gekuppelte Tenderlokomotive der Bahn Verona-Caprino-Garda Nr. 7, gebaut von Henschel & Sohn in Kassel; Fig. 159.

Diese Lokomotive weist die übliche Bauart mit Kastenrahmen, außenliegenden Zylindern und äußerer Allan-Steuerung auf. Die Exzenter der letzteren sind als Gegenkurbeln ausgebildet; die Exzenterstangen tragen daher nachstellbare Rotgußlager.

Die Bremse wirkt einklotzig auf alle vier Räder. Die aus der Figur ersichtliche Ausbildung des Gestänges mit langer Zug- und kurzer Druckstange ist einfach und praktisch.

Ausgerüstet ist die Lokomotive mit in jeder Fahrtrichtung wirkendem Sandstreuer, ferner mit Radreifen-Näßvorrichtung, Sichtschmierapparat und Gegendruckbremse nach Le Châtelier.

Fig. 159.

2/2-gekuppelte Tenderlokomotive der Bahn Verona-Caprino-Garda, gebaut von Henschel & Sohn.

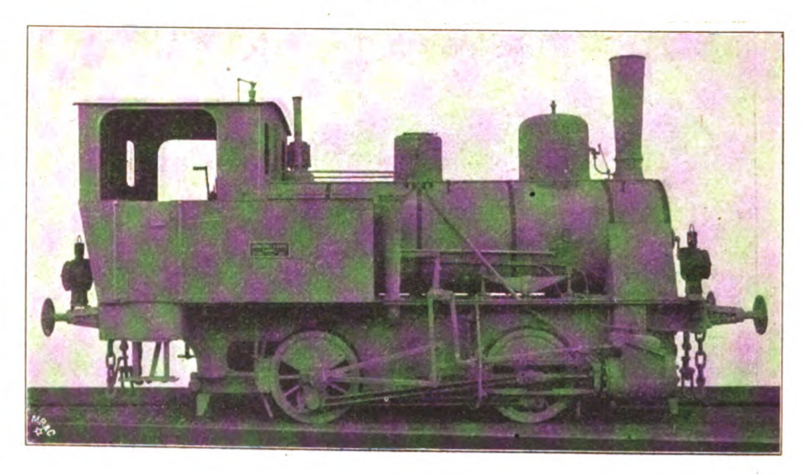
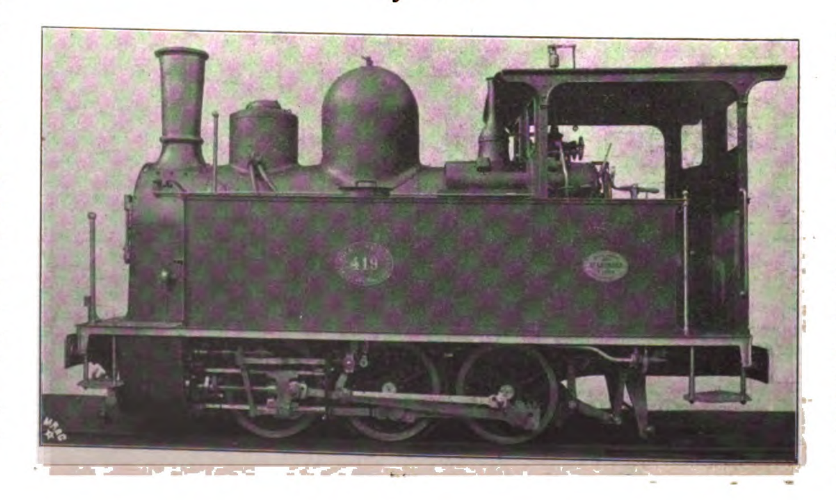


Fig. 160 und 161.

3/3-gekuppelte meterspurige Tenderlokomotive der Belgischen Vizinalbahnen, gebaut von der Société Anonyme St. Léonard.

Fig. 160.



36) 3/3-gekuppelte meterspurige Tenderlokomotive der Belgischen Vizinalbahnen Nr. 370, gebaut von den Ateliers de Louvain.

Diese Lokomotive dient zur Beförderung von Güterzügen bis zu 8 Wagen mit je 10 t Last auf Strecken, die gelegentlich Steigungen bis zu 27 vT bei 2 km Länge und gleichzeitig Krümmungen bis herab zu 50 m Halbmesser aufweisen.

Bei 850 mm Raddurchmesser ist der Radstand auf 2000 mm beschränkt; Treibachse ist die letzte Achse. Zylinder und Steuerung liegen außerhalb des außerordentlich kräftig gehaltenen Rahmens; die Hauptrahmenbleche sind 26 mm stark.

Um wenig überhängende Massen zu erhalten, hat man den Kessel ebenfalls möglichst kurz gemacht; bei 1854 mm Rohrlänge beträgt seine Gesamtlänge 4044 mm. Dafür ist aber der Durchmesser mit 1200 mm reichlich gewählt, und zwar in der Absicht, einen möglichst großen Vorrat von heißem Wasser vor Befahren der Steigungen aufspeichern zu können. Bei 100 mm Wasser über der Feuerbüchsdecke faßt der Wasserraum 1,685 cbm, der Dampfraum 1,415 cbm, so daß sich ein ge-



samter Kesselinhalt von 3,1 cbm ergibt.

Die Armaturen sind so angeordnet, daß die Lokomotive von einem Mann bequem bedient werden kann.

37) 3/3-gekuppelte meterspurige Tenderlokomotive der Belgischen Vizinalbahnen Nr. 419, gebaut von der Société Anonyme St. Léonard in Lüttich; Fig. 160 und 161.

Diese Lokomotive zeigt eine auf belgischen Kleinbahnen viel vertretene Gestalt, die sich durch gedrungene, kräftige Bauweise auszeichnet. Der kurze Kessel liefert in Verbindung mit dem großen, hohen, in Kesselmitte angeordneten Dom auch bei stark wechselnden Neigungsverhältnissen trockenen Dampf. Das Führerhaus ist einfach, aber sehr praktisch zusammengebaut. Das vorn und hinten überragende Dach gewährt einen guten Schutz gegen Sonnenstrahlen. Die Spindelbremse ist nicht, wie üblich, an der Rückwand, sondern seitlich neben der Feuerbüchse angeordnet; sie wirkt je zweiklotzig auf die erste und die letzte Achse.

Fig. 161.

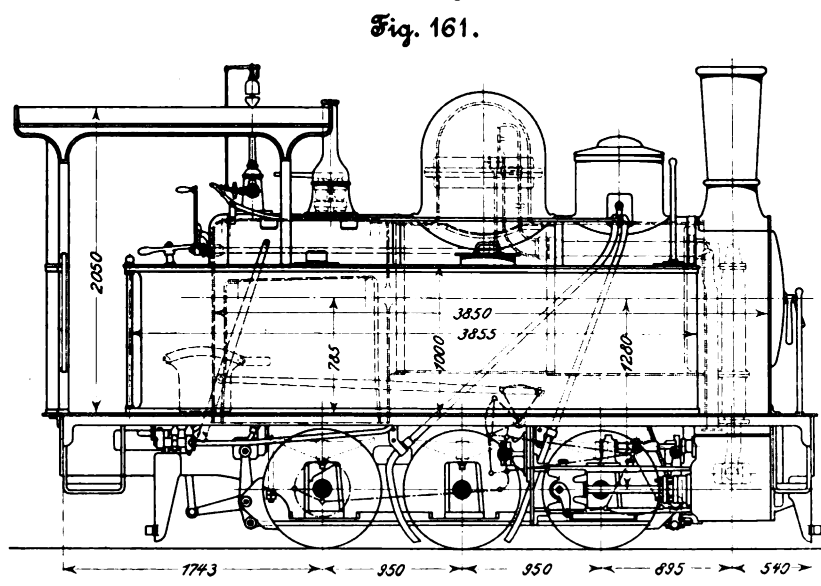
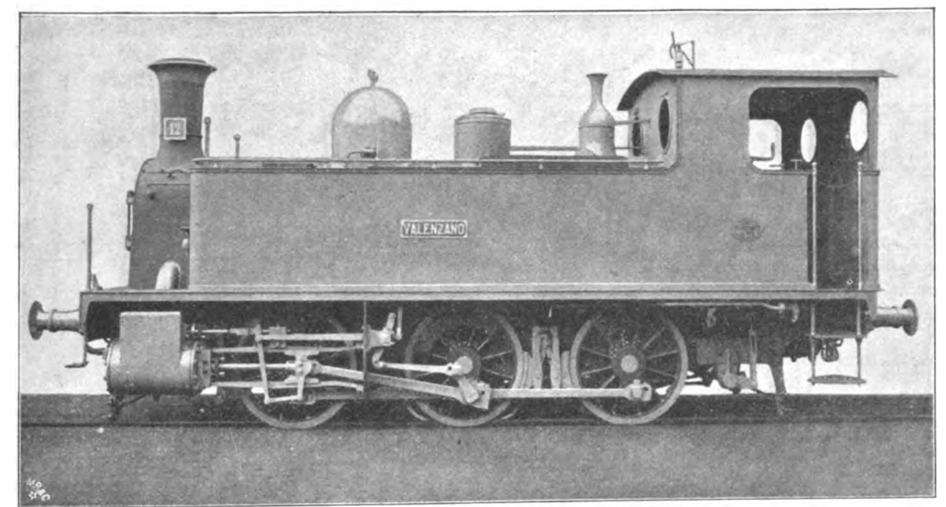
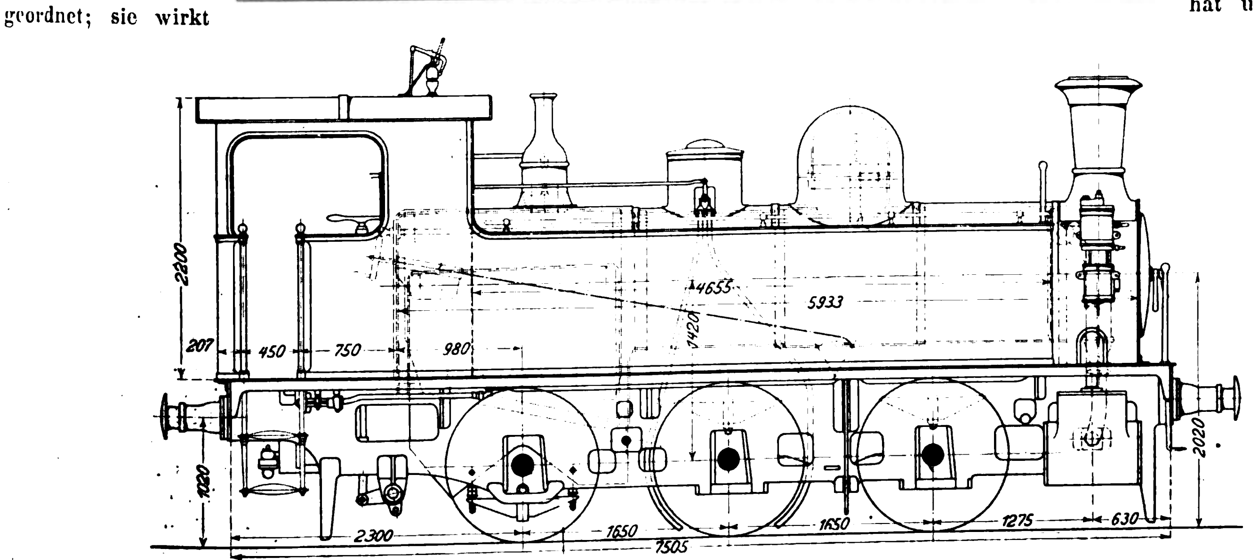


Fig. 162 und 163.

3/3-gekuppelte Tenderlokomotive der Bahn Bari-Locorotondo, gebaut von der Société Anonyme St. Léonard.





38) 3/3-gekuppelte Tenderlokomotive der Bahn Bari-Locorotondo Nr. 12, gebaut von der Société Anonyme St. Léonard in Lüttich; Fig. 162 und 163.

In ihrem Aeußeren zeigt diese Lokomotive viel Aehnlichkeit mit der vorher beschriebenen, aus derselben Fabrik stammenden; sie ist etwas stärker als die ältere preußische 3/3-gekuppelte Nebenbahn-Tenderlokomotive; insbesondere fällt die große Rostfläche von 1,77 qm auf, die bei 67,2 qm Heizfläche das geringe Verhältnis $R:H = 1:38$ ergibt.

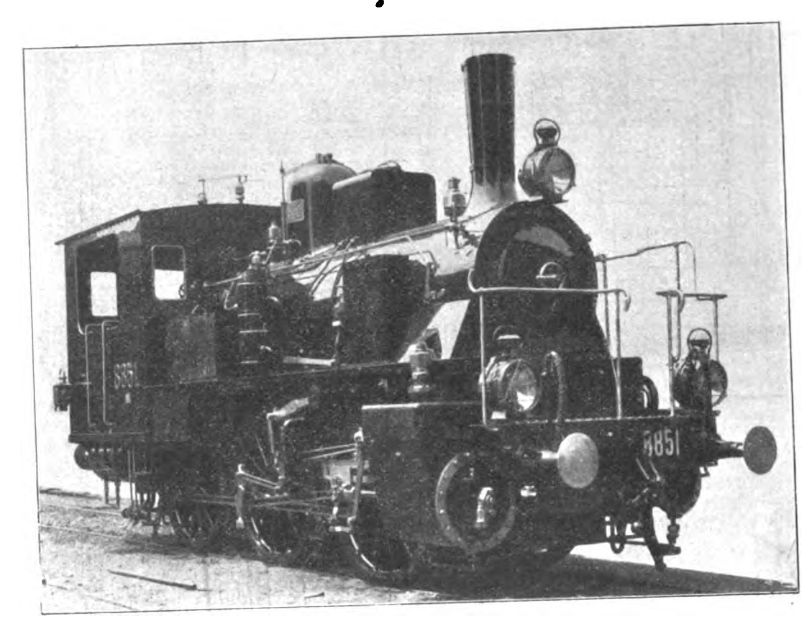
Auch hier ist die Spindelbremse links neben dem Kessel angeordnet; sie wirkt einklotzig auf jedes Rad. Die Steuerungsteile sind sehr einfach und leicht. Die Führung für die Schieberstange ist auf der oberen Leitbahn befestigt.

40) 3/3-gekuppelte Nebenbahn-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn Nr. 8851, gebaut von der Società Italiana Ernesto Breda, Mailand; Fig. 165 bis 172.

Zur Beförderung leichter Personenzüge auf Strecken mit schwachem Oberbau hatte die Italienische Südbahn 1900 eine zuerst von deutschen Fabriken gebaute 3/3-gekuppelte Tenderlokomotive (Gruppe *RA* 280) von 13 t Achsdruck mit Rädern von 1520 mm Dmr., Fig. 164 (S. 1609), geschaffen, die sich sehr gut bewährt hat und inzwischen in über 100 Ausführungen bezogen worden ist. Die jetzt ausgestellte Lokomotive, Fig. 165 bis 172, weicht von den früheren Ausführungen hauptsächlich durch die Anwendung der Verbundwirkung ab; sie verdient besonderes Interesse, da die ältere 3/3-gekuppelte preußische Nebenbahnlokomotive für die vor einigen Jahren auf Nebenbahnen eingeführte zulässige Höchstgeschwindigkeit von 50 km/st nicht geeignet ist und

Fig. 165 bis 169.
³/₃-gekuppelte Nebenbahn-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn, italienische Bauart, gebaut von der Società Italiana Ernesto Breda.

Fig. 165.



die neue ³/₃-gekuppelte Heißdampf-Tenderlokomotive der preußischen Staatsbahn für die meisten Nebenbahnstrecken zu hohe Achsdrücke hat.

Trotz des hohen Dampfdruckes von 15 at zeichnet sich der Kessel durch seine außerordentlich leichte Bauart aus. Die Abmessungen der Kesselbleche sind aus den Figuren ersichtlich. Die um den Domausschnitt gelegten Verstärkungsplatten von 20 bezw. 13 mm Dicke, welche gleichzeitig die Laschen für die oben liegende Nietnaht bilden, sind für die italienischen Kesselbauarten kennzeichnend. Für die Nietung ist diese Bauart sehr unbequem, da die Niete des Domfußes durch 4 Bleche gehen müssen. Der Vorteil liegt darin, daß im Ausschnitt der ganze Domquerschnitt frei wird und der Domdurchmesser daher bei gleich bequemer Zugänglichkeit etwa 100 mm geringer gewählt werden kann als sonst. Die beiden vordersten Deckenankerreihen stützen sich auf Brückenanker, die hinten an der Decke des Feuerbüchsmantels aufgehängt sind. Der Regler ist nach der bereits früher erwähnten Bauart Zara ausgeführt.

Infolge der hohen Kessellage (Mitte 2380 mm über Schienenoberkante) konnte der Rahmen bis auf 1760 mm über Schienenoberkante hochgeführt werden, so daß sich zwischen und über der ersten und zweiten Achse ein Wasserbehälter von 4,15 cbm Inhalt anordnen ließ; beide Achsen sind daher nicht nur wie bei den sonstigen Kastenrahmen von unten, sondern auch von vorn bezw. hinten zugänglich. Die Rahmen sind bei nur 18 mm Dicke infolge der großen Höhe reichlich stark.

Der Hochdruckzylinder hat dieselben Abmessungen wie bei der alten Zwillingslokomotive, 370 mm Dmr. und 550 mm Hnb, während der Niederdruckzylinder 580 mm Dmr. erhalten hat. Die Anordnung der Einström-, Verbinder- und Ausströmrohre ist aus Fig. 168 ersichtlich. Als Anfahrvorrichtung dient diejenige von v. Borries. Auf dem Schieberkasten sitzt ein Coale-Ventil. Das Triebwerk ist zwar kräftig, aber doch möglichst leicht gehalten. Die oben liegende Leitbahn ist doppelt; aus Fig. 170 bis 172 ist ihre Ausbildung sowie die Gestaltung des Kreuzkopfes ersichtlich.

Auf der linken Seite und vorn trägt das Laufbrett Geländer, um dem Heizer während der Fahrt gefahrlosen Zutritt zum Zuge zu ermöglichen.

Die Lokomotive ist mit einer Westinghouse-Bremse versehen, die auf sämtliche Räder wirkt, ferner mit Nathan-Oeler, Einrichtung zur Dampfheizung und Brüggemannschem Preßluft-Sandstreuer für beide Fahrtrichtungen.

Fig. 166.

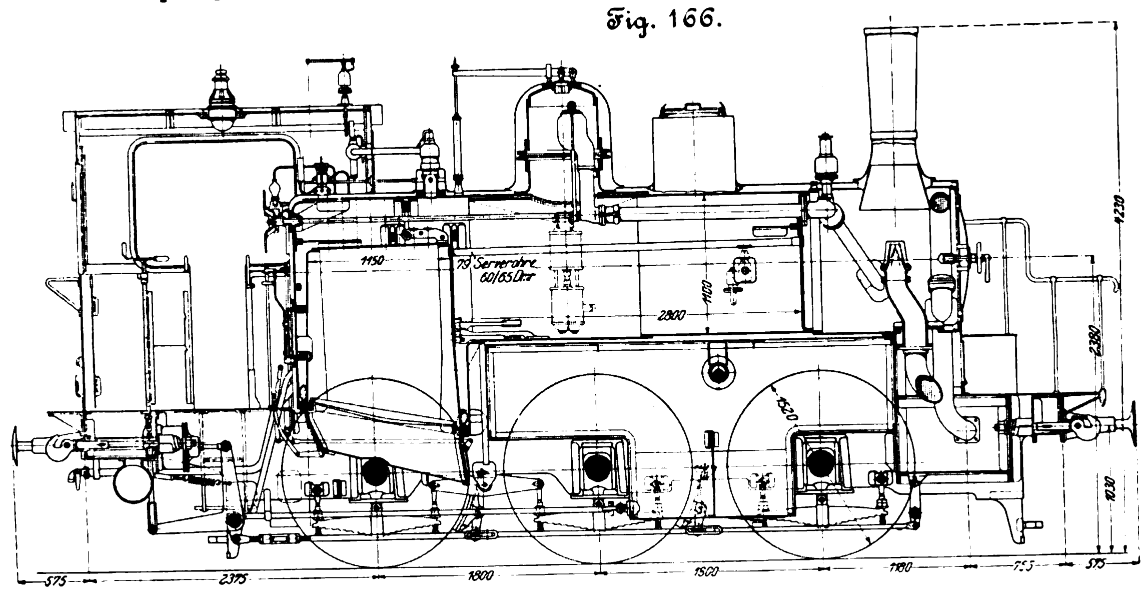


Fig. 167.

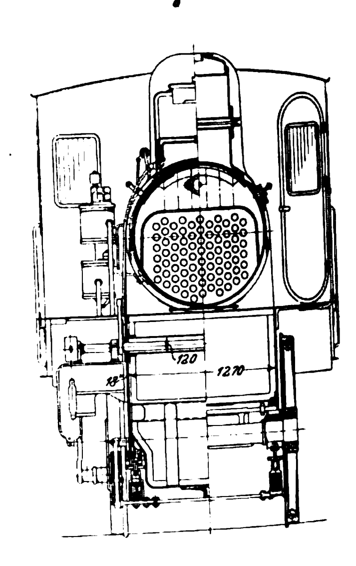
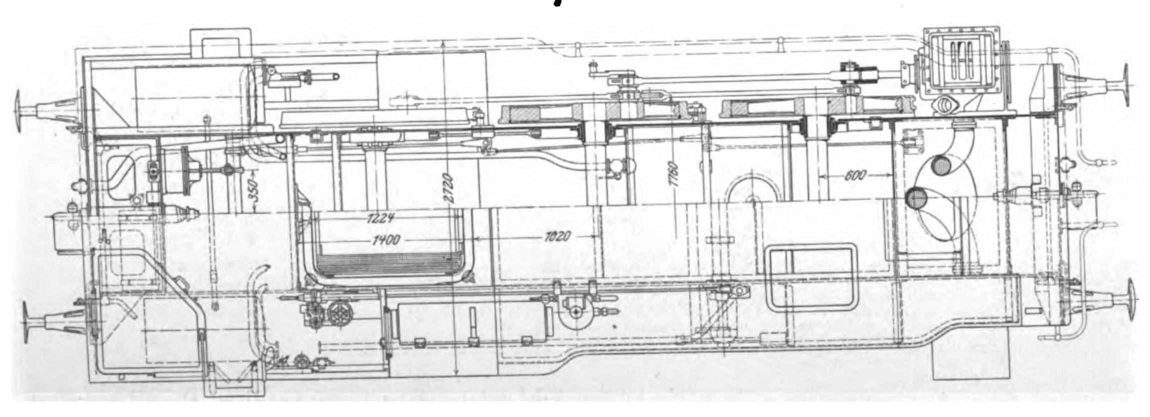


Fig. 169.

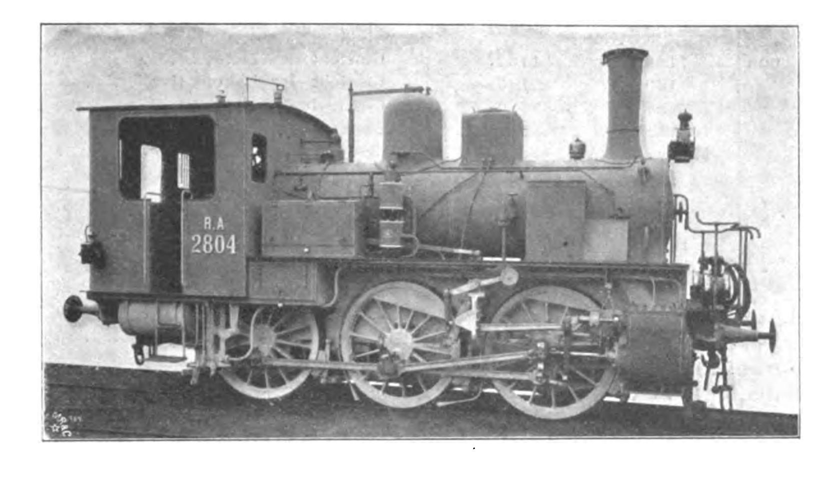


Trotz aller dieser Ausrüstungen wiegt die Lokomotive im dienstfähigen Zustande mit vollen Vorräten nur 39 100 kg.

Die höchste zulässige Geschwindigkeit beträgt 70 km, so daß die Lokomotive auch auf kurzen Hauptbahnstrecken Verwendung finden kann.

Fig. 167.

$^{3}/_{3}$-gekuppelte Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn, deutsche Bauart, gebaut von der Società Italiana Ernesto Breda.



stattet. Die Siederohre bestehen aus Messing und sind in der vorderen und hinteren Rohrwand mit kupfernen Vorschuhen befestigt. Abweichend von der sonst üblichen Ausführung besteht die vordere Rohrwand ebenfalls aus Kupfer.

Die vordere und die hintere Laufachse sind radial einstellbar und haben Rückstellfedern. Die Treib- und Kuppelachsen sind sämtlich fest gelagert. Das Kulissenlager ist nicht, wie sonst üblich, am Leitbahnhalter befestigt, sondern an einem besondern Halter zwischen der Treibachse und der hinteren Kuppelachse; es liegt infolgedessen hinter der Treibachse; wodurch sich außerordentlich lange Schieberschub- und Schieberstangen ergeben.

41) $^{3}/_{3}$-gekuppelte Verschiebe-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn Nr. 8351, gebaut von der Società Italiana Ernesto Breda in Mailand; Fig. 173.

Obgleich diese Lokomotive besonders zum Verschieben dienen soll, trägt sie äußere seitliche Wasserkasten, die zumal bei ihrer nicht unbedeutenden Höhe der Bedienungsmannschaft die Aussicht nach vorn sehr erschweren. Im übrigen ist sie eine in einfachen Formen gehaltene kräftige Maschine, die sehr der älteren 42 t-Lokomotive der Preußischen Staatsbahn gleicht. Sie ist mit der für Verschiebedienst recht zweckmäßigen Dampfbremse ausgestattet; der Dampfzylinder ist jedoch von der sonstigen Praxis abweichend vorn zwischen den Dampfzylindern innerhalb der Rahmen angebracht. Die Handbremse mußte infolgedessen ähnlich der Steuerung mit wagerechter Spindel und nach vorn gehender Zugstange ausgebildet werden.

Fig. 168.

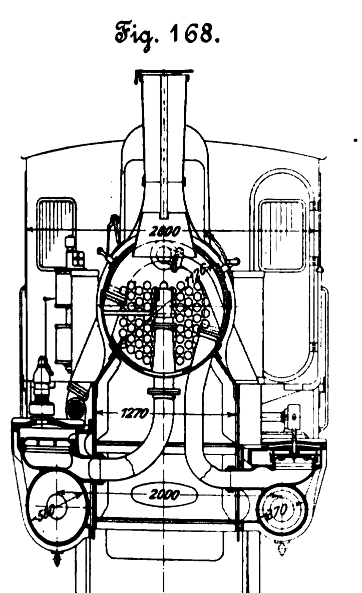


Fig. 170. Kreuzkopfleitbahn.

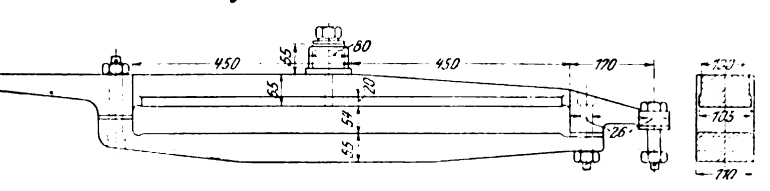
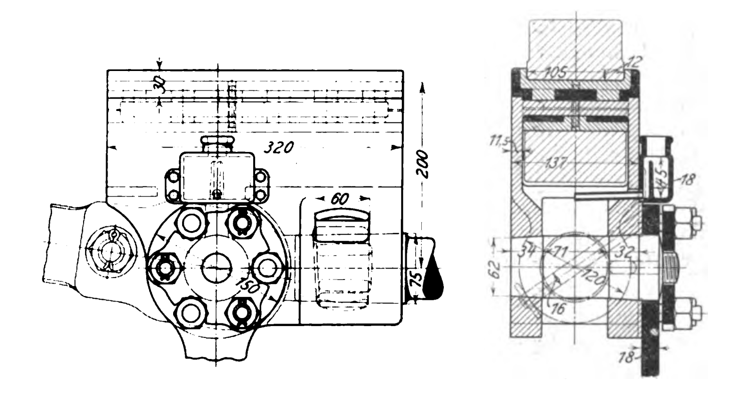


Fig. 171 und 172. Kreuzkopf.



42) $^{3}/_{5}$-gekuppelte Verbund-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn, Gruppe 910 Nr. 9112, gebaut von Gio. Ansaldo Armstrong & Co. in Sampierdarena; Fig. 174.

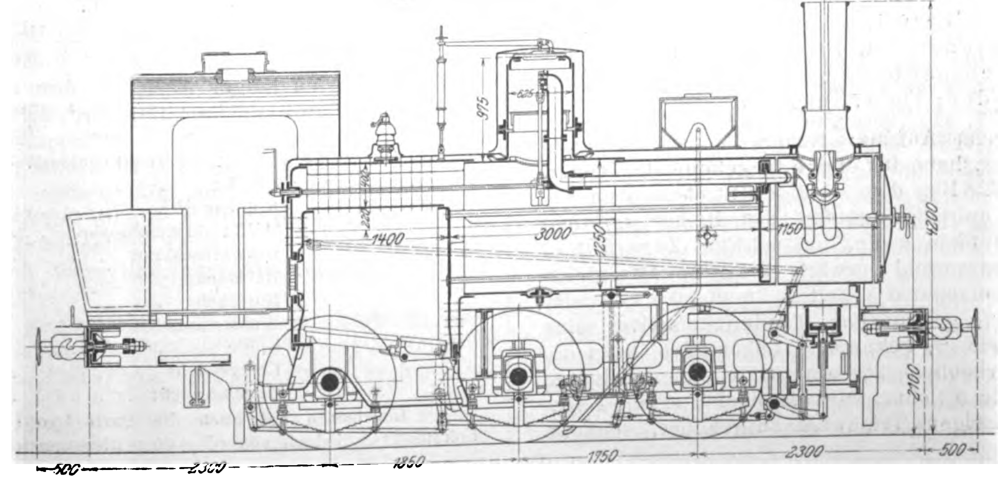
Die Dampfzylinder haben ein Raumverhältnis von 1 : 2,32. Die Hauptabmessungen der Steuerung für beide Lokomotivseiten ergeben sich aus Zusammenstellung 9.

Von den sonst üblichen Bauarten unterscheidet sich diese Tenderlokomotive hauptsächlich dadurch, daß die Wasserkasten zwischen Rahmenoberkante und Kessel liegen; sie gehen in der ganzen Länge der Lokomotive durch und fassen 8 cbm.

Der Kessel selbst erhält infolge dieser Anordnung eine verhältnismäßig hohe Lage; er ist mit einer Belpaire-Feuerkiste ausge-

Fig. 173.

$^{3}/_{3}$-gekuppelte Verschiebe-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn, gebaut von der Società Italiana Ernesto Breda.



Bei 40 vH Füllung im Hochdruckzylinder erhält sowohl bei Vorwärts- als auch bei Rückwärtsfahrt der Niederdruckzylinder 50 vH Füllung. Die größte Füllung beträgt sowohl im Hochdruck- als auch im Niederdruckzylinder rd. 85 vH.

Als Anfahrvorrichtung dient die Gölsdorfsche. Um auch für die Rück-

Zusammenstellung 9.

		Hoch-druckseite	Nieder-druckseite
Länge der Exzenterstange	mm	1182	1182
Exzentrizität	»	140	140
Krümmungshalbmesser der Schwinge	»	2680	2680
Teilung des Voreilhebels		105:810	85:830
» der Schieberschubstange		195:2680	195:2680
äußere Deckung	mm	33	25
innere Deckung	»	6	0
Breite der Einströmkanäle	»	40	48
größter Schieberhub	»	160	150,5
lineares Voreilen	»	6	5,5

wärtsfahrt die Bedienung der Lokomotive möglichst leicht zu gestalten, ist die Steuerung nicht an der Seite der Feuerbüchse, sondern an einem senkrechten Bock angebracht. Die Steuerschraube selbst liegt unterhalb des Führerstandes wagerecht und wird durch Kegelräder von der senkrecht liegenden, mit Steuerrad versehenen Welle betätigt. Der Steuerbock steht in der Nähe der rechten Seitenwand im Führerhaus, so daß der Führer auch bei Rückwärtsfahrt die Strecke bequem übersehen kann. An derselben Seitenwand in unmittelbarer Nähe des Steuerrades befinden sich auch der Reglerhebel, der Bremshahn und die Kessel- und Bremsmanometer.

Ausgerüstet ist diese Lokomotive mit Hand- und Dampfbremse, ferner mit Westinghouse-Bremseinrichtung für den Zug. Die Hähne zur Bedienung der Dampfbremse und der Westinghouse-Bremse sind jedoch mittels einer senkrechten Welle so gekuppelt, daß sie vom Führer mit einer Handbewegung gleichzeitig betätigt werden können.

Von der ferneren Ausrüstung sei erwähnt:

der Brüggemannsche Preßluft-Sandstreuer,
der Haushältersche Geschwindigkeitsmesser und
der Anschlußstutzen zur Reinigung der Siederohre mit Dampf.

Von dieser Lokomotivgattung sind 42 Stück im Betrieb, und zwar dienen sie für den Vorortverkehr der größeren Städte auf Sizilien. Sie schleppen auf wagerechter Strecke Züge von 200 t mit 70 km Geschwindigkeit und auf Steigungen von 25 vT solche von 125 t mit 30 bis 32 km.

Fig. 174.

$^3/_5$-gekuppelte Verbund-Tenderlokomotive der Italienischen Staatsbahn, gebaut von Gio. Ausaldo Armstrong & Co.

43) $^3/_7$-gekuppelte vierzylindrige Tenderlokomotive der Reichseisenbahnen Nr. 1016, gebaut von der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft in Grafenstaden; Fig. 175 und 176.

Bereits in meinem Aufsatz: Neuere Vorortzuglokomotiven, Z. 1904 S. 1848, habe ich einige $^3/_7$-gekuppelte Tenderlokomotiven erwähnt. Bei dem heutigen Streben nach Beschleunigung der Vorortzüge genügt das Reibungsgewicht zweier Achsen meist nicht mehr, um schwere Züge flott in Gang zu setzen. Um sowohl vorwärts wie rückwärts gleich gut laufende Lokomotiven zu erhalten, muß man entweder zur $^3/_5$- oder zur $^3/_7$-gekuppelten Tenderlokomotive seine Zuflucht nehmen. Die $^3/_7$-gekuppelte Lokomotive bietet die Möglichkeit, ganz erhebliche Wasservorräte unterzubringen, im vorliegenden Falle 9,7 cbm; wird dann eine solche Lokomotive mit vierzylindrigem Triebwerk ausgebildet, so kann

Zusammenstellung 10.

Fahrt-Nr.		1	2	3
Steigung	vT	10	10	1,43
Gewicht des Zuges	t	226	201	270
Gewicht der Lokomotive	»	80	80	80
Geschwindigkeit	km	50	60	85
Zugkraft	kg	4120	4260	3280
desgl. indiziert	»	5200	4390	2220
Leistung	PS	820	950	1030
desgl. indiziert	»	965	975	700
indizierte Leistung für 1 qm Rostfläche	»	492	497	357
indizierte Leistung für 1 qm Heizfläche	»	7,2	7,3	5,25
Anzahl der Radumdrehungen in der Minute		2,5	3,0	4,2

sie auch bei kleinem Treibraddurchmesser zur Beförderung von Schnellzügen auf kurzen Strecken vorteilhaft Verwendung finden, insbesondere auf solchen Strecken, wo die Züge ihre Fahrtrichtung schnell hintereinander mehrmals wechseln.

Zu den in Z. 1904 S. 1848 erwähnten $^3/_7$-gekuppelten Tenderlokomotiven der Madrid-Zaragoza-Alicante-, der Mittelmeer- und der Südafrikanischen Zentral-Bahn ist inzwischen eine ähnliche Lokomotive der Neu-Süd-wales-Staatsbahn[1]) getreten. Auf der Mailänder Ausstellung waren zwei solche Lokomotiven zu finden, die jedoch alle beide vierzylindrig waren. Die hauptsächlichsten Maßunterschiede gehen aus den Spalten 43 und 44 der Zusammenstellung 8 (S. 1578/9) hervor[2]).

Die Lokomotive der Reichseisenbahn hat einen Belpaire-Kessel und glatte Siederöhren. Der vorderste Teil des Rostes ist kippbar. Das Triebwerk zeigt die bekannte de Glehnsche Anordnung mit Flachschiebern. Die nicht gebremsten Drehgestelle sind nach den Seiten verschiebbar und haben Rückstellfedern.

Versuchsfahrten mit dieser Lokomotive hatten die in Zusammenstellung 10 wiedergegebenen Ergebnisse.

Auffällig ist die starke Abnahme der indizierten Leistung für 85 km Geschwindigkeit. Es ist allerdings bekannt, daß die Lokomotiven mit de Glehnschem Triebwerk den Höchstwert ihrer spezifischen Leistung ziemlich früh erreichen; hier handelt es sich aber erst um rd. 250 Umdrehungen, bei denen den Zahlen nach zu urteilen die Höchstleistung schon lange überschritten sein müßte. Es liegt daher die Vermutung nahe, daß sich die indizierte Leistung für 85 km vielleicht infolge zu langer Anschlußrohre für den Indikator zu gering ergeben hat. Bestätigt wird diese Vermutung durch

[1]) Engng. 1906 I S. 223; The Locomotive Magazine 1904 S. 153.

Hauptabmessungen:

Zyl.-Dmr.	470 mm
Kolbenhub	610 »
Treibraddurchmesser	1397 »
Gesamtradstand	9830 »
Heizfläche	121 qm
Rostfläche	2,2 »
Wasserraum	6,7 cbm
Kohle	2,6 t
Leergewicht	58,6 »
Dienstgewicht	73,3 »

[2]) Inzwischen hat auch die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn gleiche Lokomotiven, jedoch von rd. 100 t Dienstgewicht, in Auftrag gegeben.

folgende Betrachtung: Rechnet man, da die oben verwendete Formel $w = 2{,}4 + \frac{V^2}{1300} + n$ zweifellos zu hohe Werte ergibt, den Widerstand der Lokomotive so niedrig, wie von Leitzmann für vierzylindrige $^2/_5$-gekuppelte Lokomotiven ermittelt[1]), bei $V = 85$ km zu 10, und den Widerstand des Wagenzuges nach Frank[2]) zu $w = 2{,}5 + 0{,}03\left(\frac{V}{10}\right)^2$, so ergibt sich eine Zugkraft von

$$Z = 80\,(10 + 1{,}43) + 270\,(2{,}5 + 0{,}03 \cdot 8{,}5^2 + 1{,}43) = 2550 \text{ kg}.$$

Selbst dieser Wert liegt noch erheblich über der indizierten Zugkraft. Setzt man ihn ein, so ergibt sich eine indizierte Leistung von etwa 900 PS, also für 1 qm Rostfläche 460 PS und für 1 qm Heizfläche 6,75 PS.

Durchmesser und etwas geringere Länge der Rohre sowie der Feuerkiste. Die Rohre sind nicht wie dort Serve-Rohre, sondern glatte. Auch der zweite Dom ist fortgelassen. Der Rahmen gleicht ebenfalls dem der erwähnten $^3/_5$-gekuppelten Lokomotive, konnte jedoch, da die Niederdruckzylinder etwas kleiner sind, aus einem Stück hergestellt werden.

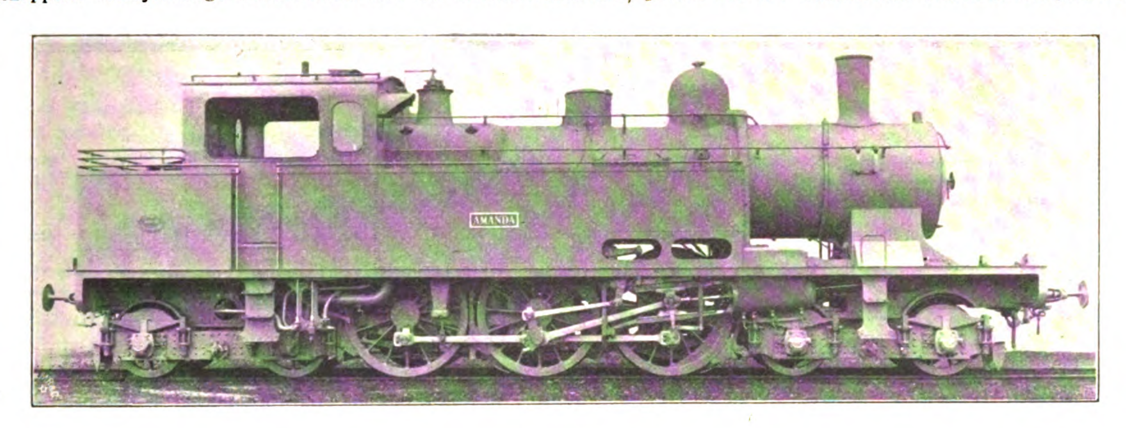
Das vordere und das hintere Drehgestell gleichen einander völlig und entsprechen genau dem der erwähnten Schnellzuglokomotive.

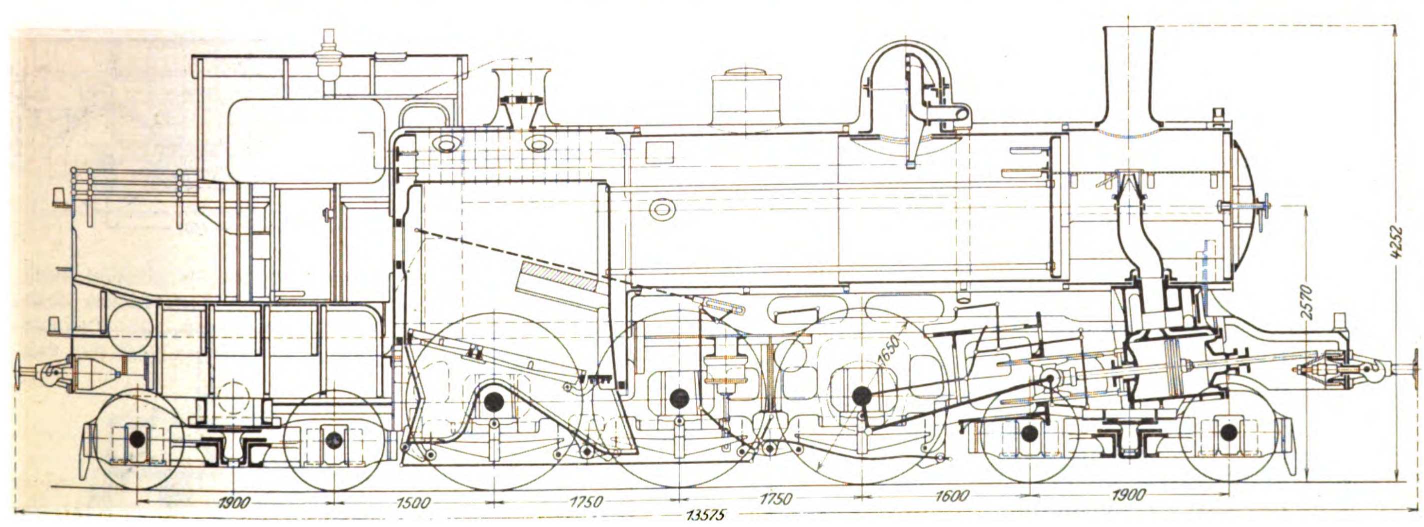
Das hintere Rahmenende unterhalb des Führerstandes ist als Wasserkasten ausgebildet. Zwei weitere Wasserkasten liegen seitlich neben dem Kessel; alle drei fassen zusammen 8,8 cbm.

Der Kohlenraum befindet sich hinter dem Führerstand oberhalb des Wasserbehälters und nimmt die ganze Breite

Fig. 175 und 176.

$^3/_7$-gekuppelte vierzylindrige Tenderlokomotive der Reichseisenbahnen, gebaut von der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft.





44) $^3/_7$-gekuppelte vierzylindrige Verbund-Tenderlokomotive der Französischen Ostbahn Nr. 3911, gebaut von der Société Alsacienne de Constructions Mécaniques in Belfort; Fig. 177 bis 184.

Um namentlich auf der Strecke von Paris nach Chateau-Thierry die Fahrzeit der Vorortzüge, die bisher hauptsächlich mit $^3/_5$-gekuppelten Tenderlokomotiven befördert wurden, abzukürzen, entschloß sich die Ostbahn zur Beschaffung einer erheblich leistungsfähigeren Vorortlokomotive und wählte nach dem Beispiel einiger andrer Verwaltungen eine Lokomotive mit 3 gekuppelten Achsen, vorderem und hinterem Drehgestell und vierzylindrigem de Glehnschen Triebwerk.

Der Kessel der ausgestellten Lokomotive gleicht im allgemeinen dem der schon beschriebenen Schnellzuglokomotive Nr. 12 der gleichen Bahn; nur hat er etwas geringeren

des Führerhauses ein.

Auch das Triebwerk ist unverändert geblieben, nur sind Zylinder von 350 und 550 mm Dmr. gewählt. Die Schieber konnten hierbei 220 mm Dmr. für die Hochdruckzylinder und 300 mm Dmr. für die Niederdruckzylinder erhalten. Die Anfahrvorrichtung ist die gleiche wie früher beschrieben.

Besondere Ausbildung hat der Führerstand erfahren; s. Fig. 179 und 180. Um dem Führer bei Rückwärtsfahrt die Möglichkeit zu gewähren, die Strecke dauernd im Auge zu behalten, ist sowohl in der üblichen Art und Weise an der Seite der Feuerkiste, als auch an der Rückwand des Führerhauses eine Steuerschraube mit Handrad angeordnet. Beide sind in der in Fig. 185 und 186 skizzierten Art und Weise miteinander verbunden. Fährt die Lokomotive nach vorn, so ist nach Fig. 185 die hintere Steuerschraube a verriegelt, Punkt d und f liegen fest. Durch Bewegung der Steuerschraube b wird die Steuerungs-Zugstange Z vorwärts und rückwärts bewegt. Ist die vordere Steuerschraube verriegelt, so liegt der Punkt g fest, und die Steuerung wird

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 99.
[2]) Vergl. Z. 1907 S. 96.

Fig. 177 bis 184.
$^3/_7$-gekuppelte vierzylindrige Verbund-Tenderlokomotive der Französischen Ostbahn, gebaut von der Société Alsacienne de Constructions Mécaniques.

Fig. 177.

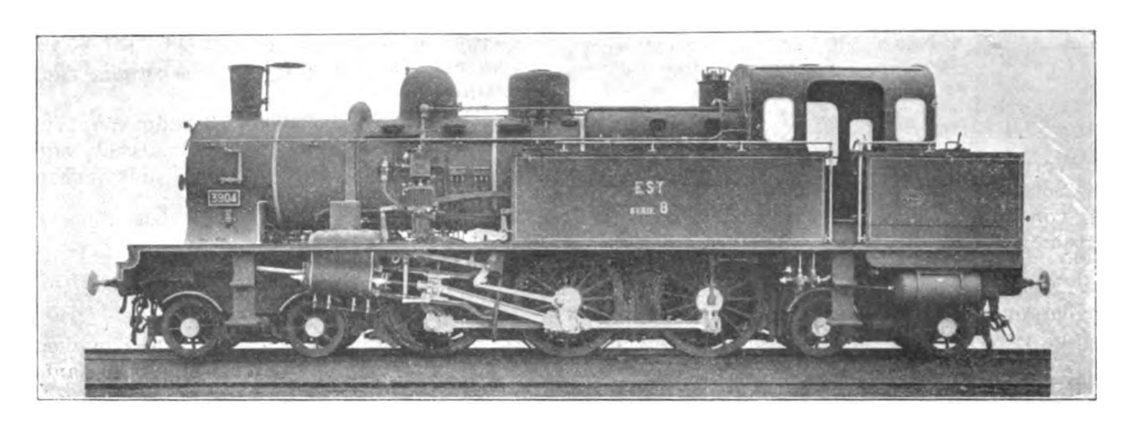


Fig. 178.

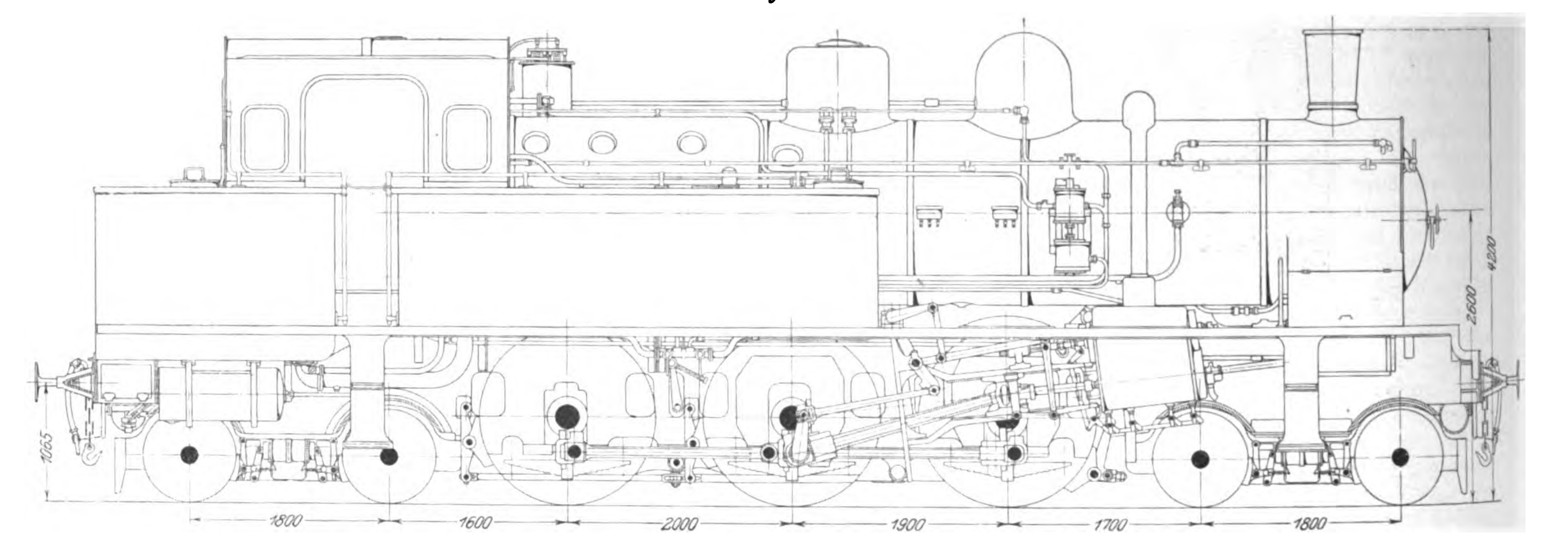
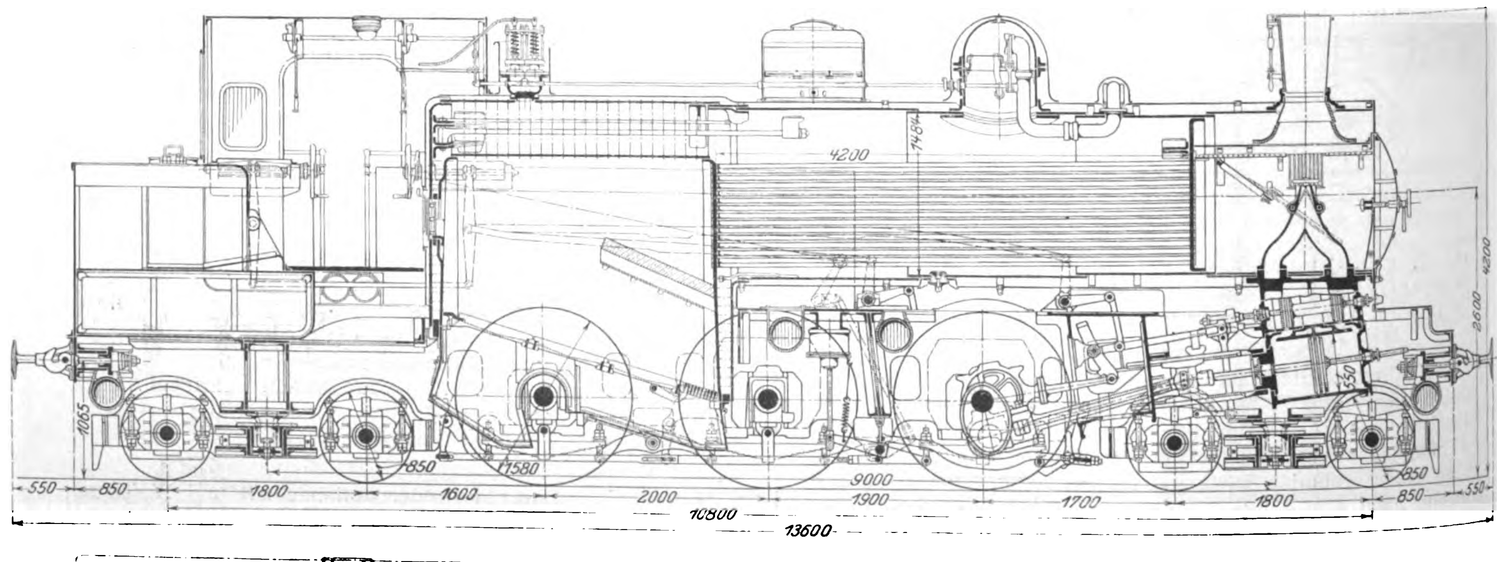
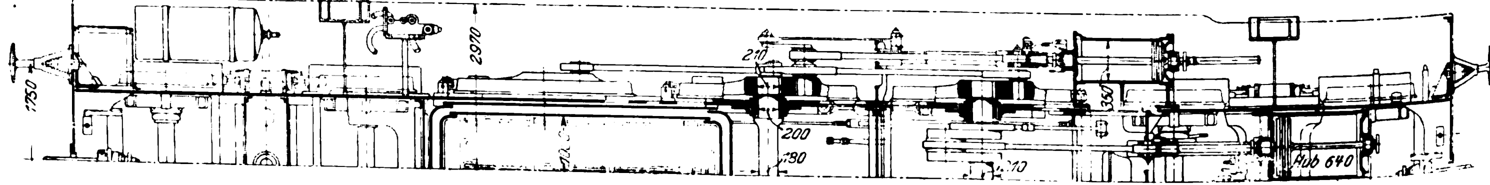


Fig. 183 und 184.





nach Fig. 186 durch Betätigung der Schraube *a* in gleicher Weise wie vorher bewegt. Auch der Reglerhebel und der Bremshahn sind doppelt angeordnet, so daß der Führer sie bei Rückwärtsfahrt bequem bedienen kann.

45) 4/4-gekuppelte Verbund-Tenderlokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn Nr. 178.36, gebaut von Krauß & Comp. in Linz; Fig. 187 und 188.

Den Anlaß zur Schaffung dieser unter Mitwirkung von Oberbaurat Gölsdorf 1897 entstandenen Lokomotivform bot die Schneebergbahn. Auf den mit 43 vT geneigten Strecken, die außerdem Krümmungen von 150 m Halbmesser aufweisen, sollten Züge von 110 t mit 15 km Geschwindigkeit befördert werden. Bei den Abnahmefahrten schleppten die gelieferten Lokomotiven die genannte Last mit 22 km Geschwindigkeit. Die Staatsbahn übernahm 1900 diese Form für die Lokalbahn Karlsbad-Johanngeorgenstadt, die Steigungen von 50 vT hat, und hat seitdem etwa 40 Stück davon beschafft. Bei den Lokomotiven der Schneebergbahn mußte, da nur 11 t Achsdruck zulässig waren, auf möglichste Gewichtersparnis Bedacht genommen werden; die dortigen Lokomotiven wiegen nur 44 t. Bei der Staatsbahn fiel diese Rücksicht fort, so daß sich das Lokomotivgewicht auf 46 t erhöhte.

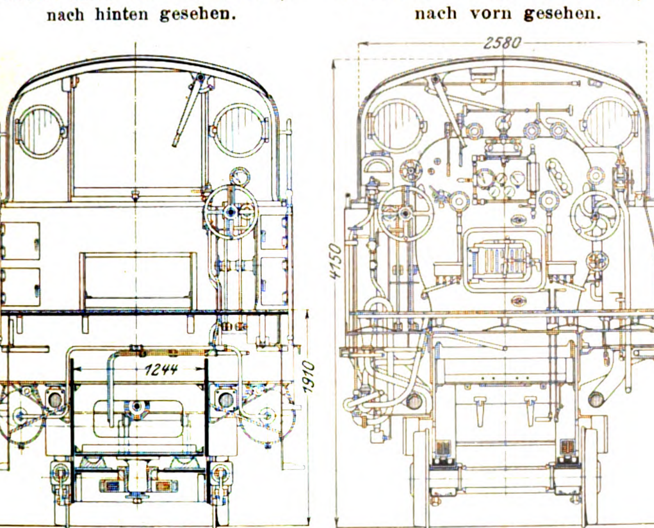


Fig. 179. Schnitt durch den Führerstand, nach hinten gesehen.

Fig. 180. Schnitt durch den Führerstand, nach vorn gesehen.

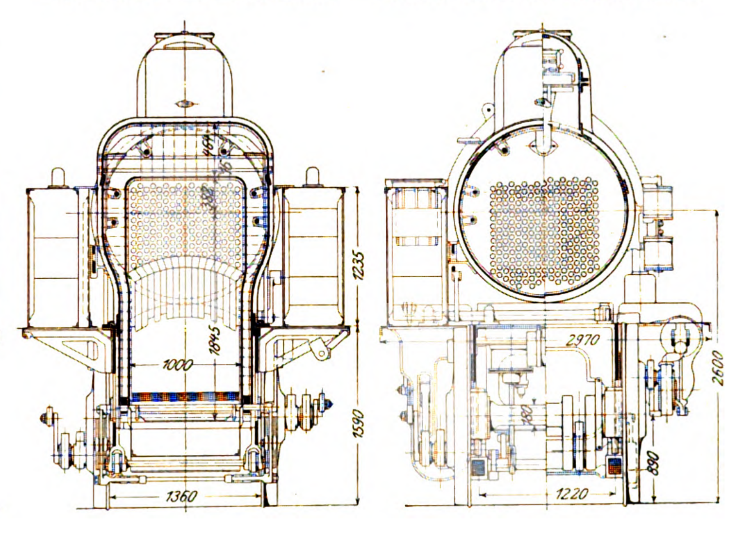
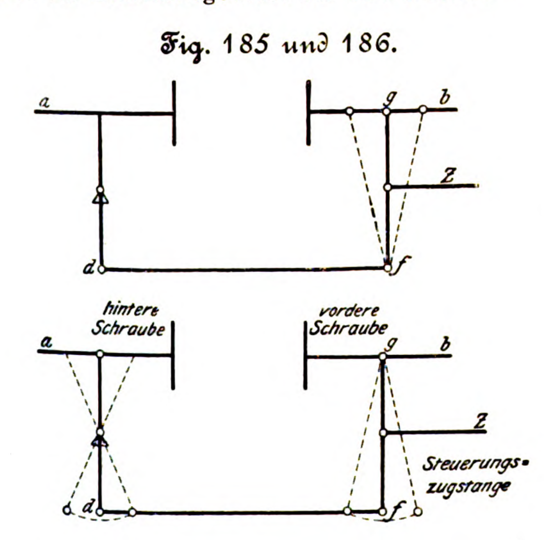


Fig. 181. Schnitt durch die Feuerbüchse.

Fig. 182. Schnitt durch die Rauchkammer.

Fig. 185 und 186.



Der für 13 at gebaute Kessel ruht mit der Feuerbüchse auf dem Rahmen, der an dieser Stelle etwas ausgeschnitten ist.

Von den acht Tragfedern liegen die der drei vorderen Achsen oberhalb, die der vierten unterhalb der Achse. Die der beiden ersten und beiden letzten Achsen sind durch Ausgleichhebel verbunden, die jedoch, um die erforderliche Länge zu erhalten, wie aus Fig. 187 ersichtlich, verschränkt angeordnet sind.

Hoch- und Niederdruckzylinder sind durch ein wagerechtes, als Aufnehmer dienendes Rohr verbunden. Die Schieber sind Tricksche Kanalschieber; die Anfahrvorrichtung ist nach Bauart Gölsdorf ausgeführt. Als Steuerung ist die Gölsdorfsche Winkelhebelsteuerung[1]) gewählt. Die zweite und die vierte Achse sind um 23 mm nach jeder Seite verschiebbar.

Die vorerwähnte Beförderung von 110 t auf Steigungen von 43 vT mit 22 km Geschwindigkeit ergibt die beachtenswerte Leistung von rd. 550 PS, entsprechend 6,2 PS auf 1 qm Heizfläche bei nur 1,8 Uml./min.

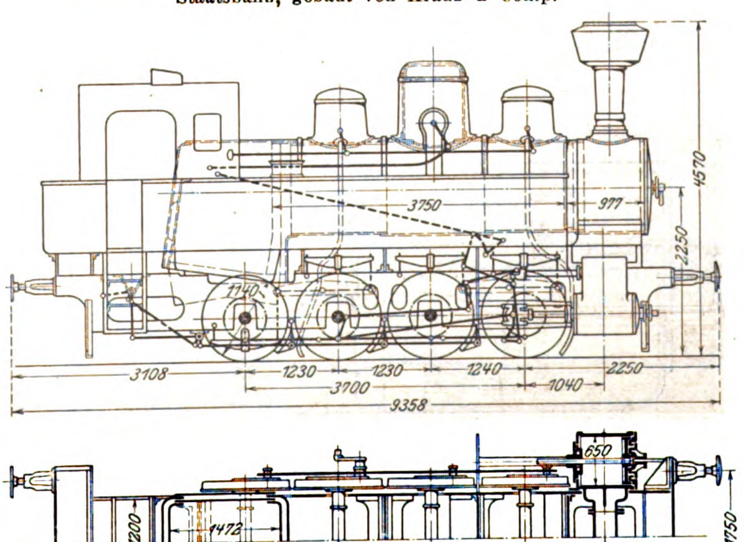
46) 4/6-gekuppelte Stütztender-Lokomotive der Niederösterreichischen Landesbahn Nr. 50, gebaut von Krauß & Comp. in Linz; Fig. 189 bis 191.

Wegen der Gründe, die zum Bau von Lokomotiven mit Stütztendern geführt haben, kann ich auf die Beschreibung (Z. 1906 S. 2052) der von Krauß & Comp. im vorigen Jahr in Nürnberg ausgestellten 3/6-gekuppelten Lokomotive verweisen.

Im vorliegenden Falle handelte es sich um die Schaffung

Fig. 187 und 188.

4/4-gekuppelte Verbund-Tenderlokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn, gebaut von Krauß & Comp.



[1]) s. Eisenbahntechnik der Gegenwart, Band Lokomotiven, S. 277.

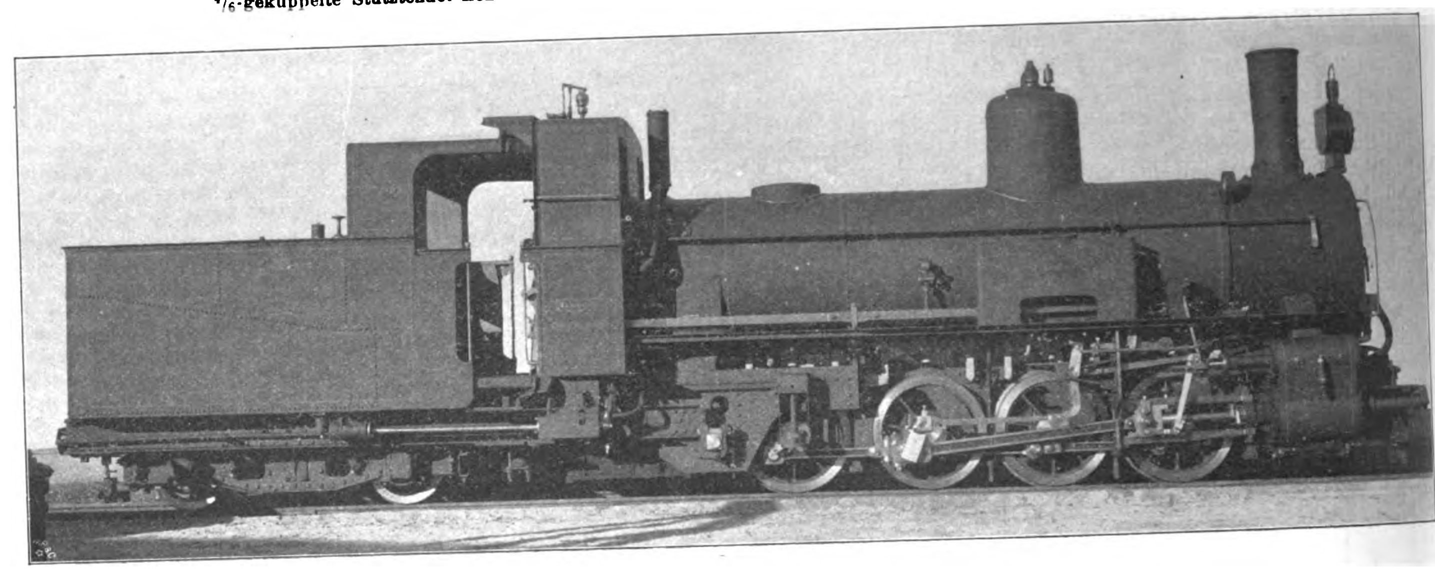
einer möglichst leistungsfähigen Lokomotive für die Bahn Kirchberg-Mariazell, die bei 760 mm Spurweite Steigungen bis 40 vT und viele Krümmungen bis herab zu 80 m Halbmesser aufweist. Der Oberbau gestattete nur 8 t Achsdruck. Der Verkehr nach dem Wallfahrtorte Mariazell ist namentlich im Sommer außerordentlich stark. Man wählte deshalb

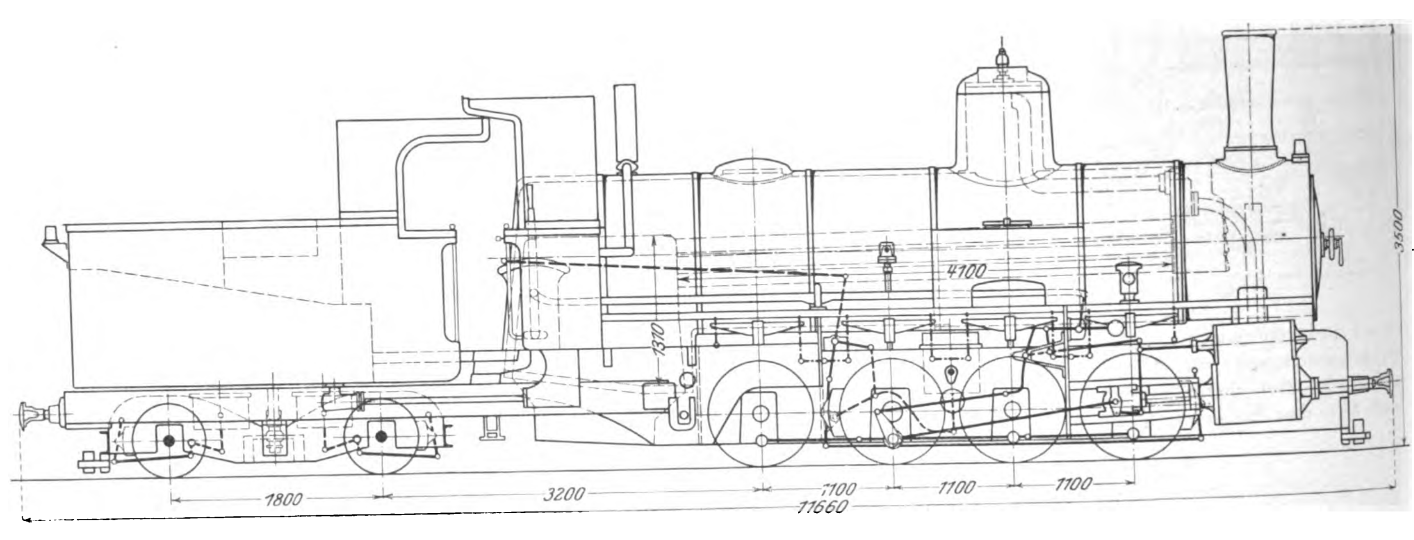
Der Rahmen ist in der Höhe der vierten Achse als Innen- und Außenrahmen ausgebildet und setzt sich dann nach hinten nur als Außenrahmen fort, so daß ein Rost von 1120 mm Breite angeordnet werden konnte, der bei 1424 mm Länge 1,6 qm Fläche hat.

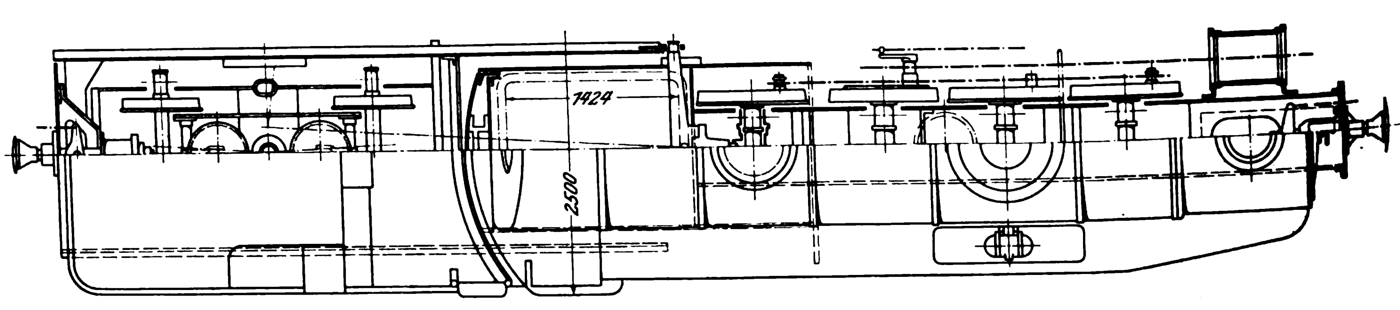
Die etwas geneigt liegenden Zylinder treiben die dritte

Fig. 189 bis 191.

$^4/_6$-gekuppelte Stütztender-Lokomotive der Niederösterreichischen Landesbahn, gebaut von Krauß & Comp.







eine Heißdampflokomotive mit 4 gekuppelten Achsen und zweiachsigem Stütztender nach Fig. 189 bis 191.

Der Kessel hat einen Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer mit 23 qm Heizfläche, der in 15 Rauchröhren von 112/121 mm Dmr. untergebracht ist. Die Ueberhitzerrohre haben 26 mm lichten Durchmesser und 3,5 mm Wandstärke.

Achse, die keine Spurkränze hat. Die erste Achse ist fest gelagert, die zweite und vierte Achse haben 35 mm Spiel nach jeder Seite. Die letztere Achse kann sich jedoch, wie aus Fig. 191 ersichtlich ist, nur gleichzeitig mit dem Querhaupt für die beiden Tenderlängsrahmen verschieben.

(Forts. folgt.)

Grundlagen für die Berechnung der Wasserleitungen.[1]

Von Geh. Baurat Professor **Eduard Sonne** in Darmstadt.

Die Rohrleitungen einerseits und die Wasserleitungen mit freiem Wasserspiegel anderseits hat man bis in die neuere Zeit in ziemlich verschiedener Weise behandelt, und es läßt sich nicht verkennen, daß die Ursachen, welche den Abfluß des Wassers bedingen, bei beiden nicht ganz die gleichen sind.

Bei Rohrleitungen entfällt der Einfluß, den die Luft auf einen offenen Wasserspiegel ausübt, der kreisförmige Querschnitt ist geregelten inneren Bewegungen des Wassers günstig, dagegen können größere gleichmäßige Geschwindigkeiten als bei offenem Wasserspiegel vorkommen und dergleichen mehr. Da aber Kanäle mit kreisförmigem Querschnitt durch vollständige Füllung zu Rohrleitungen werden, dürfen jene Unterschiede schwerwiegend nicht genannt werden. Es ist deshalb zu empfehlen, sämtliche Wasserleitungen soweit möglich gleichmäßig zu behandeln, wobei aber mißlungene Versuche und Veraltetes ohne Erbarmen auszuscheiden sind.

Eine weiter unten folgende Abbildung, in der die hydraulischen Tiefen als Abszissen und die Geschwindigkeitskoeffizienten als Ordinaten aufgetragen sind, wird hierbei gute Dienste leisten. Diese bei Kanälen und Gräben längst übliche bildliche Darstellung ist mit Erfolg auf die Rohrleitungen ausgedehnt.

Bezeichnungen. Benennungen. Formeln.

Die Grundformel für die Berechnungen sämtlicher Wasserleitungen ist.

$$v = c\sqrt{RJ} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Hier bezeichnet

- v die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in m/sk,
- c eine Erfahrungszahl, den Geschwindigkeitskoeffizienten,
- R die hydraulische Tiefe des Wasserquerschnittes in m.

Bei Kanälen ist $J = h:l$ das Gefälle des Wasserspiegels.

Bei Rohrleitungen wird die Länge l in der Rohrachse gemessen, und es ist $J = w:l$. Hier ist

- w die Reibungshöhe oder Reibungsverlusthöhe (der Druckhöhenverlust).

Bei Rohrleitungen mit kreisförmigem Querschnitt ist

- d der lichte Durchmesser der Leitungen in m und

$R = \frac{{}^1/_4\,\pi d^2}{\pi d} = {}^1/_4\,d$, somit

$$v = c\sqrt{\frac{d}{4}\,\frac{w}{l}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Als Länge l wird nachstehend stets 100 m angenommen; danach ergibt sich:

$$v = c\sqrt{\frac{dw}{400}}$$

und

$$w = \frac{400}{c^2}\,\frac{v^2}{d} = \left(\frac{20}{c}\right)^2 \frac{v^2}{d}.$$

$\left(\frac{20}{c}\right)^2$ soll der Widerstandskoeffizient der Bewegung des Wassers in Rohren genannt und mit μ bezeichnet werden; dann ist

$$\mu = \left(\frac{20}{c}\right)^2,\ c = \frac{20}{\sqrt{\mu}}$$

und

$$w = \mu\,\frac{v^2}{d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Bei einem und demselben Durchmesser verhalten sich die Widerstandskoeffizienten umgekehrt wie die Quadrate der Geschwindigkeitskoeffizienten.

In Norddeutschland ist es gebräuchlich, zu setzen:

$$w = \lambda\,\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Hier ist λ der sogenannte Reibungskoeffizient. Mit $l = 100$ und $\frac{1}{2g} = 0{,}051$ erhält man $5{,}1\ \lambda = \mu$.

Bei oft vorkommenden Zahlenrechnungen spart man viel Zeit, wenn man einfach gestaltete Formeln, also im vorliegenden Falle die Formel 3, verwendet.

Es darf nicht unerwähnt bleiben, daß für kreisförmige und quadratische Rohrquerschnitte die Reibungshöhen bei gegebener Wassermenge nach Pfarr[1]) nicht proportional der zweiten, sondern der 2,5 fachen Potenz von v sind.

Hauptsächlich für die Ermittlung der Geschwindigkeitskoeffizienten der Kanäle, unter Umständen aber auch für die Berechnung der Rohrleitungen sind die Formeln von Ganguillet und Kutter wichtig. Es kommt jedoch nachstehend nur die ursprüngliche kürzere Formel

$$c = \frac{a\sqrt{R}}{b\sqrt{R}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4\,a)$$

in Betracht.

a ist in der Regel = 100, b ist ein von der Beschaffenheit der Wandungen abhängiger sogen. Rauhigkeitsgrad. In Fig. 1 sind die Kurven, welche dieser Formel entsprechen, mit K. K. (Kuttersche Kurve) bezeichnet. Der Rauhigkeitsgrad ist beigefügt.

Bei Rohrleitungen ist $c = \frac{a\sqrt{d}}{2b + \sqrt{d}}$.

Die neuen Rohrleitungen, die im Gebrauche befindlichen Rohrleitungen und die gemauerten Kanäle nebst den Gräben sind nun voneinander zu trennen.

Neue Rohrleitungen.

Hier sind die Untersuchungen Weisbachs an erster Stelle zu nennen; derselbe begründet seine weit verbreitete Formel folgendermaßen[2]): »Noch weit genauer als die von Prony, Eytelwein und andern aufgestellten Formeln schließt sich eine von mir aufgefundene Formel an die Beobtungen an, welche die Form

$$(\text{Reibungshöhe})\ h_1 = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g}$$

hat, und sich auf die Voraussetzung gründet, das der Reibungswiderstand in Rohrleitungen wie das Quadrat und zugleich wie die Quadratwurzel aus dem Cubus der Geschwindigkeit wächst.« Aus sämtlichen ihm bekannten Versuchen hat Weisbach

$$h_1 = \left(0{,}0144 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g}$$

ermittelt. Man sieht, daß Weisbach seine Formel nicht theoretisch, sondern lediglich durch die Ergebnisse angestellter Beobachtungen begründet hat.

Die Beiwerte dieser Formel haben verschiedene Umgestaltungen erfahren; hier soll nur die von H. Lang erwähnt werden. Dieser empfiehlt für glatte gußeiserne Muffenrohre:

$$w = \left(0{,}02 + \frac{0{,}004}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und

$$c = 8{,}86 : \sqrt{0{,}02 + \frac{0{,}004}{\sqrt{v}}}.$$

In Fig. 1 würden sämtliche c der Weisbach-Langschen Formel als gerade Linien erscheinen. Gezeichnet und mit W. L. bezeichnet ist nur die Linie für $v = 1{,}0$, woselbst $c = 57{,}2$. Für $v = 0{,}50$ ergibt sich $c = 55{,}4$, für $v = 20{,}0$ aber $c = 59{,}0$.

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[1]) Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb, Berlin 1907, S. 590.

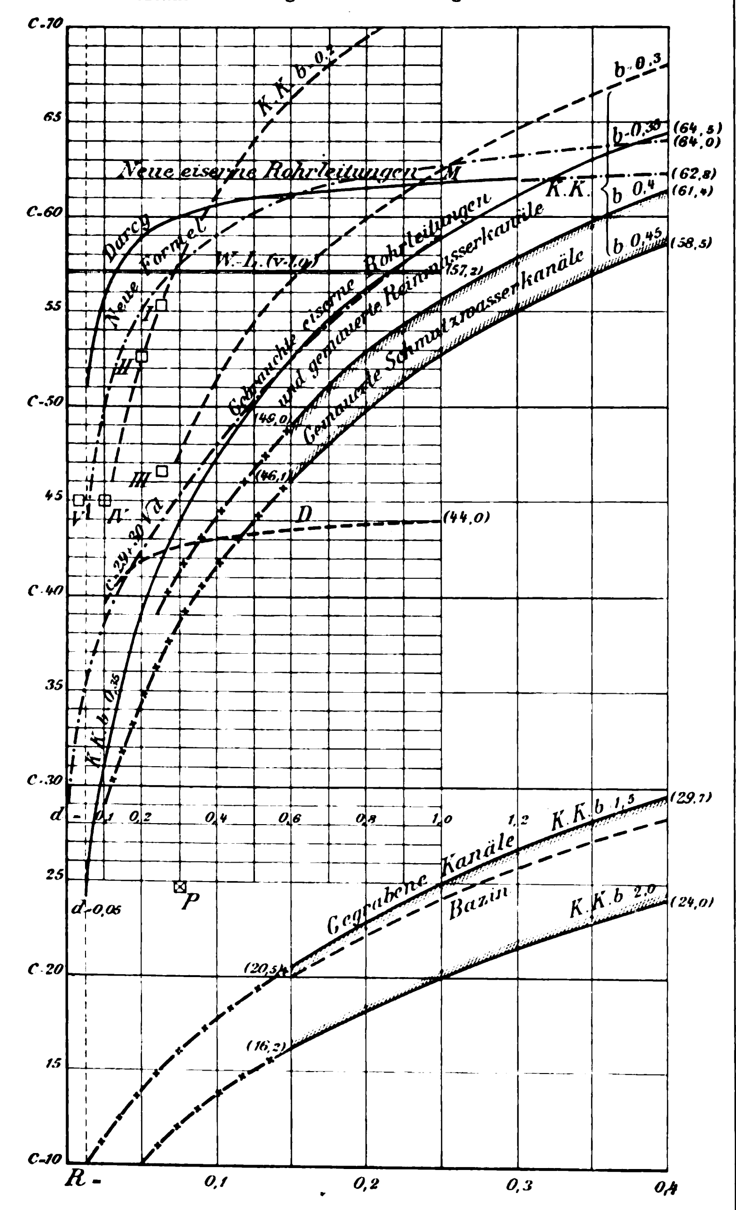
[2]) Weisbach: Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, Braunschweig 1845, S. 433.

Das Taschenbuch der Hütte bringt bekanntlich eine Zahlentafel, aus der man die der genannten Formel entsprechenden Reibungshöhen für verschiedene Geschwindigkeiten und für verschiedene Rohrweiten entnehmen kann.

Ziemlich gleichzeitig mit Weisbach hat Darcy gründliche Versuche über den Reibungswiderstand des Wassers in Rohren von verschiedenen Baustoffen in Paris angestellt. Die Durchmesser seiner 22 Rohrstränge liegen zwischen 1,2 und 50 cm, die Länge der metallenen Rohre war 100 m. Die Ergebnisse seiner Versuche hat Darcy 1858 bekannt gemacht.

Fig. 1

Zusammenstellung der Geschwindigkeitskoeffizienten.



Er nahm an, daß der Reibungskoeffizient zum Teil vom Durchmesser der Rohre abhängig sei, und stellte die Formel auf:

$$w = \left(0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g}.$$

Mit den oben besprochenen Vereinfachungen und zweckentsprechender Abrundung erhält man für $v = 1{,}0$ m die folgenden Formeln:

$$\mu = 0{,}102 + \frac{0{,}0026}{d},$$

$$w = \left(0{,}102 + \frac{0{,}0026}{d}\right)\frac{1}{d} \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

$$c = 20 : \sqrt{0{,}102 + \frac{0{,}0026}{d}} \quad \ldots \ldots \quad (7).$$

Zahlenwerte bringt eine weiter unten aufgenommene Zahlentafel.

Die Brauchbarkeit der Formel Darcys ist bei verschiedenen Gelegenheiten anerkannt worden. Als ein Ergebnis eingehender Untersuchungen über den Druckhöhenverlust sagt Iben[1]: »Für neue, bezw. reine Leitungen stimmt unter den bekannten Formeln zur Bestimmung des Rohrleitungswiderstandes diejenige von Darcy noch am besten mit den Erfahrungsresultaten überein.« Ferner: »Unter Berücksichtigung, daß die für die bezüglichen Ermittlungen benutzten Rohrleitungen in ihrer inneren Glätte, in der Art der Verbindungen, wie in der Güte ihrer Ausführung, recht verschieden waren, wird die nachgewiesene Uebereinstimmung der Versuchsergebnisse mit den Formelwerten Darcys hoch anzuschlagen sein.«

In dem genannten Buch ist an einer 1,22 m weiten Leitung nachgewiesen, daß diese Formel auch für große Rohre Anwendung finden darf. Versuche an einer 1350 m langen Blechrohrleitung von 1,8 m Dmr., die in Ogden, Utah, angestellt worden sind, hatten dasselbe Ergebnis (Génie civil 1900). Ferner zeigt einer der weiter unten eingehender zu besprechenden Stuttgarter Versuche, daß Darcys Formel bei einer nur 2,57 cm weiten Leitung ein gutes Ergebnis geliefert hat. In diesem Fall ergab sich durch Beobachtung $c = 45{,}2$, sodann aus Gl. (7) $c = 44{,}4$. Der letztgenannte Wert ist in Fig. 1 bei V durch ein kleines Quadrat angedeutet. Bei dieser Lage der Sache ist es angezeigt, auf Darcys Formel näher einzugehen. Insbesondere ist zu untersuchen, ob es sich empfiehlt, jene Formel unverändert beizubehalten. Iben sagt hierüber: »Vielleicht dürfte es sich auf Grund der vorliegenden Erfahrungsresultate empfehlen, für neu anzulegende Rohrleitungen kleineren Kalibers die Leitungsfähigkeit kleiner, mithin den Rohrleitungswiderstand etwas größer anzunehmen, als sie sich aus Darcys Formel berechnen.«

Näheres ergibt das Folgende.

In den Mitteilungen, die Iben über die zahlreichen, in Hamburg angestellten Versuche macht, sind für jeden Versuch die beobachteten und die nach verschiedenen Formeln berechneten Reibungshöhen, welche den Versuchen entsprechen, angegeben. Es zeigt sich, daß bei Leitungen von 0,10 und 0,15 m Dmr. die beobachteten Reibungshöhen durchweg größer sind als die nach Darcy berechneten, daß aber bei $d = 0{,}5$ m ein nennenswerter Unterschied nicht beobachtet ist. Für $d = 0{,}3$ m sind die durch Versuche ermittelten Reibungshöhen teils größer, teils kleiner als die nach Darcy berechneten, und die Zahl der letzteren ist recht ansehnlich. Es fragt sich nun, welche Beobachtungen im vorliegenden Fall als die wichtigeren zu betrachten und demnach als maßgebend anzusehen sind. Auf eine etwas unvollkommene Ausführung der Rohrleitungen und auf störende Nebenumstände muß man stets gefaßt sein; man sollte deshalb der Sicherheit wegen die Beobachtungen, welche die größeren Reibungshöhen ergeben haben, als maßgebend ansehen.

Gl. (6) wäre somit so umzugestalten, daß bei kleinen Durchmessern die Reibungshöhen etwas größer, also die Geschwindigkeitskoeffizienten etwas kleiner werden.

Bevor hierauf näher eingegangen wird, darf die Formel von Christen kurz besprochen werden[2]). Sie lautet:

$$w = \frac{0{,}01867}{\sqrt[4]{d}}\,\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g},$$

oder in bekannter Weise für $l = 100$ und $v = 1{,}0$ m vereinfacht:

$$w = \frac{0{,}0952}{\sqrt[4]{d}}\,\frac{1}{d} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8).$$

Die hieraus entstehende Kurve der Geschwindigkeitskoeffizienten ist in Fig. 1 nicht gezeichnet, sie läßt sich aber leicht beschreiben. Man kann dabei zwei Teile unterscheiden; der erste liegt unterhalb, der zweite oberhalb der Darcy-Kurve. Der Wurzelpunkt des ersten Teiles liegt in der Ver-

[1]) Druckhöhe und Verlust in geschlossenen eisernen Rohrleitungen, Hamburg 1880.

[2]) Th. Christen: Das Gesetz der Translation des Wassers, Leipzig 1903, und Pfarr: a. a. O. S. 592.



tikalen für $d = 0{,}06$ bei $c = 44{,}5$; von diesem Punkt ausgehend berührt die Christen-Kurve die mit I und II bezeichneten Stellen der Figur 1, und sie erreicht die Darcy-Kurve ein wenig rechts von der Vertikalen für $d = 0{,}6$.

Der in Rede stehende Kurventeil liegt aber zu tief. Die erwähnten Stellen I und II entsprechen den Geschwindigkeitskoeffizienten, welche in Stuttgart an zwei 4 Jahre alten, weiter unten näher zu besprechenden Wasserleitungen ermittelt sind; in dieser Zeit erleidet aber das Leitungsvermögen einer eisernen Leitung schon eine merkliche Verminderung. Die normale Kurve für neue Rohrleitungen wird deshalb **oberhalb** der genannten Stellen zu suchen sein.

Ueber der Darcy-Kurve ist der zweite Teil der nach Christens Formel berechneten Geschwindigkeitskurve stark ansteigend. Bei $d = 1{,}0$ m ist das berechnete $c = 64{,}8$, bei $d = 1{,}6$ m sogar $= 68{,}7$. Für große Rohrweiten fielen somit die berechneten Reibungshöhen erheblich kleiner aus, als man bislang angenommen hat. Für $d = 1{,}0$ beispielsweise erhält man nach Christen $w = 0{,}095$, nach Darcy $w = 0{,}105$ und nach Weisbach-Lang $w = 0{,}122$.

Für den Durchmesser $d = 1{,}0$ und ähnliche liegen zahlreiche Beobachtungen der Reibungshöhen bislang nicht vor; Einschätzung läßt sich nicht ganz vermeiden. Die Untersuchungen Christens weisen auf eine Hebung des betreffenden Punktes der Darcy-Kurve hin, und dies erscheint auch dadurch gerechtfertigt, daß eine Verlängerung der letztgenannten Kurve nach Ausweis der Figur 1 eine auffallend geringe Zunahme der Geschwindigkeitskoeffizienten aufweist. Eine bessere Gestalt der c-Kurve und Annäherung an den allgemeinen Verlauf der Kutterschen Kurven ergeben sich, wenn man bei $d = 1{,}0$ die Reibungshöhe zu $0{,}102$ (statt $0{,}105$) annimmt; das entspricht einem Geschwindigkeitskoeffizienten $= 62{,}6$.

Es soll nun eine neue Formel gebildet werden, welche bei $d = 1{,}0$ für w und c die genannten Werte, bei kleinen Durchmessern aber Reibungshöhen liefert, welche größer als die aus Gl. (6) berechneten sind. Die Beziehung zwischen Widerstands- und Geschwindigkeitskoeffizient ist durch die Formel $\mu = \left(\frac{20}{c}\right)^2$ gegeben, und wegen Verwandtschaft zwischen der Bewegung des Wassers in Rohrleitungen einerseits, in Kanälen und Gräben anderseits darf man in diese Formel statt c einsetzen $\frac{a\sqrt{d}}{2b + \sqrt{d}}$. Die Ausrechnung ergibt

$$\mu = \frac{400}{a^2}\left(1 + \frac{4b}{\sqrt{d}} + \frac{4b^2}{d}\right),$$

oder allgemeiner

$$\mu = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}} + \frac{\gamma}{d}.$$

Es handelt sich nun um Ermittlung der Zahlenbeiwerte. Für den Punkt M, Fig. 1, ist nach obigem $d = 1{,}0$ und $\alpha + \beta + \gamma = 0{,}102$. γ kann aus der Gleichung (6) übernommen und abgerundet $= 0{,}003$ gesetzt werden. Für β wurde $0{,}012$ als ein den Anforderungen entsprechender Wert durch Proberechnungen ermittelt. α erhält man aus

$$0{,}102 - (0{,}012 + 0{,}003) = 0{,}087.$$

Unsre Formel lautet somit:

$$\mu = 0{,}087 + \frac{0{,}012}{\sqrt{d}} + \frac{0{,}003}{d}.$$

Bequemer rechnet sich mit

$$\mu = 0{,}087 + \frac{0{,}012\sqrt{d} + 0{,}003}{d} \quad . \quad . \quad . \quad (9).$$

Aus dieser Formel sind die Reibungshöhen für verschiedene Durchmesser und mit $c = 20 : \sqrt{\mu}$ die zugehörigen Geschwindigkeitskoeffizienten berechnet. Die Kurve der letzteren ist in Fig. 1 eingetragen und mit »Neue Formel« bezeichnet. Zahlenwerte bringt Spalte 4 der nachstehenden Tabelle, während in die Spalten 2 und 3 die c-Werte aufgenommen sind, welche der ursprünglichen und der vereinfachten Formel Darcys entsprechen. Des Vergleiches wegen sind die Geschwindigkeitskoeffizienten der Kutterschen Formeln

$$c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}2 + \sqrt{R}} \text{ und } c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}3 + \sqrt{R}}$$

beigefügt.

Geschwindigkeitskoeffizienten c.

1	2	3	4	5	6	7	8
d	Formel von Darcy		neue Formel	R	c aus $\frac{100\sqrt{R}}{b + \sqrt{R}}$		d
m	ursprünglich	vereinfacht			$(b = 0{,}2)$	$(b = 0{,}3)$	m
0,05	51,1	51,0	44,0	—	—	—	—
0,10	56,0	55,9	50,5	0,025	44,1	34,5	0,10
0,20	59,2	59,0	55,2	0,05	52,8	42,6	0,20
0,40	60,9	60,6	59,0	0,10	61,3	51,4	0,40
0,60	61,4	61,1	61,1	0,15	66,2	56,6	0,60
0,80	62,0	61,4	62,0	0,20	69,3	59,8	0,80
1,00	62,2	61,7	62,6	0,25	72,0	62,5	1,00
1,20	62,3	62,0	63,1	0,30	73,3	64,6	1,20
1,60	—	—	64,0	0,40	75,1	66,8	1,60

In Fig. 1 ist die der Spalte 3 entsprechende Kurve mit einer kräftig ausgezogenen, die Kurve der Spalte 4 mit einer strichpunktierten Linie gezeichnet, während die Kutterschen Kurven mit gestrichelten Linien eingetragen sind.

Nunmehr sind die nach den besprochenen Formeln berechneten mit den beobachteten Reibungshöhen zu vergleichen; Fig. 2 bringt das Ergebnis dieser Untersuchung. Die Ermittlung der beobachteten Höhen wurde dadurch erleichtert, daß Iben in Tabelle 8 für jeden Versuch den entsprechenden Reibungskoeffizienten berechnet hat.

Fig. 2.

Berechnete und beobachtete Reibungshöhen.

$v = 1{,}0$; $l = 100$.

Reibungshöhen berechnet nach	d = 0,102 m	0,152 m	0,305 m	0,508 m
Weisbach	1,22	0,791	0,402	0,241
Darcy	1,25	0,717	0,360	0,210
neuer Formel	1,52	0,921	0,393	0,218
beobachtet (✧)	1,45	1,06	0,412	0,210

Bei $d = 0{,}305$ m wurden aus bereits angegebenen Gründen nur die Versuchsreihen VIII (Röhrendamm) und X (Laeisz-Straße) berücksichtigt, sodann zwei mit »Bonn« bezeichnete Versuchsreihen. Die Abbildung und die beigefügte kleine Zahlentafel liefern den Beweis, daß bei Rohrweiten, die kleiner als 0,5 m sind, die nach der neuen Formel berechneten Reibungshöhen sich den beobachteten in erwünschter Weise nähern. Die bei $d = 0{,}15$ m beobachtete, auffallend große Reibungshöhe dürfte sich daraus erklären, daß hier unter anderm Versuche berücksichtigt sind, welche an einer ein Vierteljahr alten Leitung angestellt wurden.

Ich hoffe, daß meine neue Formel Beifall findet und daß ihr Bürgerrecht gewährt wird. Einstweilen ist dies jedoch

noch nicht der Fall; bei den nachstehenden Besprechungen wird deshalb in der Regel die Gleichung (6) (vereinfachte Formel Darcy) benutzt werden, und zwar zunächst bei einem tabellarischen Vergleich die Reibungshöhen w, die sich einerseits aus jener, anderseits aus der Weisbach-Langschen Formel bei verschiedenen Geschwindigkeiten ergeben. Die Zahlen der Spalten 2, 4 und 6 dieser Zahlentafel sind dem Taschenbuch der Hütte entnommen.

Reibungshöhen w
bei verschiedenen Geschwindigkeiten.
$l = 100$ m.

1	2	3	4	5	6	7
d	$v = 0{,}50$		$v = 1{,}00$		$v = 2{,}00$	
	berechnet nach		berechnet nach		berechnet nach	
m	Darcy	Weisbach-Lang	Darcy	Weisbach-Lang	Darcy	Weisbach-Lang
0,05	0,770	0,654	3.08	2,44	12,3	9,30
0,10	0,320	0,327	1,28	1,22	5,12	4,65
0,20	0,144	0,164	0,575	0,612	2,30	2,33
0,40	0,068	0,082	0,272	0,306	1,09	1,16
0,60	0,045	0,055	0,178	0,204	0,712	0,776
0,80	0,034	0,041	0,135	0,153	0,540	0,582
1,00	0,026	0,033	0,105	0,122	0,420	0,465

(Aus der ursprünglichen Formel Darcys für $v = 1{,}0$ berechnete Reibungshöhen sind in den dritten Stellen ein wenig kleiner als die oben in Spalte 3 verzeichneten.)

Aus den Differenzen zwischen je zwei in obiger Zahlentafel nebeneinander stehenden Zahlen erhellt, in welchem Grade die Formel von Weisbach-Lang bei kleinen Durchmessern kleinere, bei größeren Durchmessern aber größere Reibungshöhen liefert als Darcys Formel, und zwar sind bei 0,05 und 0,10 m weiten Rohren die *W-L*-Werte durchschnittlich um 24 vH kleiner; dagegen sind bei Weiten von 0,20 bis 1,0 m die letztgenannten Werte durchschnittlich um 6 vH größer. Auch durch Fig. 2 ist nachgewiesen, daß die Weisbach-Langschen Höhen für Rohre mit mäßigen Durchmessern zu klein sind.

Für Ausführungen müssen zwar die berechneten Reibungshöhen, wie alsbald eingehend besprochen werden wird, gesteigert werden; es ist aber zu erstreben, daß es auf Grund einer zutreffenden Berechnung neuer Rohrleitungen planmäßig geschieht. Bei Beibehaltung der Weisbachschen Formel ist dies nicht möglich, und das sollte Grund genug sein, um sie in einen wohlverdienten Ruhestand zu versetzen. Auf andere und weniger wesentliche Bedenken soll hier nicht eingegangen werden.

Als die Kutterschen Formeln bei der Berechnung gemauerter und gegrabener Kanäle mit Erfolg Anwendung gefunden hatten, lag es nahe, sie auch bei Rohrleitungen zu erproben. Es liegen verschiedene Formeln vor, welche diesen Zweck verfolgen; ihre Urheber haben meistenteils versucht, Uebereinstimmung der Formelergebnisse mit vorliegenden Beobachtungen durch Erhöhung des Faktors a in $c = \frac{a\sqrt{R}}{b + \sqrt{R}}$ herbeizuführen. Durch Aenderung des Gliedes b kann man aber im wesentlichen dasselbe erreichen, und es stellt sich heraus, daß hier namentlich die Werte 0,2, 0,3 und verwandte in Frage kommen könnten. Um diese Besprechung nicht mehr als nötig auszudehnen, beschränke ich mich auf das Nachstehende und verweise für die einzelnen in Vorschlag gebrachten Formeln auf das Handbuch der Ingenieurwissenschaften.

Die aus $c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}2 + \sqrt{R}} = \frac{100\sqrt{d}}{0{,}4 + \sqrt{d}}$ sich ergebenden Geschwindigkeitskoeffizienten sind an andrer Stelle (s. S. 1617) bereits mitgeteilt worden, und die entsprechende Kurve ist in Fig. 1 eingetragen. Sie schneidet die Darcy-Kurve ungefähr bei $d = 0{,}40$, und die Lage ihres unteren Teiles läßt erkennen, daß dieser Teil Ergebnisse liefert, die sich bei der Berechnung neuer Rohrleitungen zur Not verwenden ließen. Der Verlauf des oberen Teiles zeigt dagegen, daß die Formel für Leitungen mit mehr als etwa 0,5 m Dmr. keine Anwendung finden darf; zu allgemeiner Verwendung ist sie deshalb nicht geeignet.

Die Kurve $c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}3 + \sqrt{R}}$ schneidet die Darcy-Kurve ungefähr bei $d = 1{,}0$ m, der obere Teil der ersteren kommt somit hier von vornherein nicht in Betracht. Für die Berechnung neuer Rohrleitungen ist, wie ein Blick auf die Abbildung ohne weiteres erkennen läßt, der untere Teil nicht verwendbar; dagegen könnte man diesen unter Umständen für gebrauchte Leitungen verwenden.

Das Ergebnis ist im allgemeinen, daß die Versuche, die Kutterschen Formeln bei der Berechnung neuer Rohrleitungen zu benutzen, gescheitert sind, daß diese Formeln dagegen bei im Gebrauch befindlichen Leitungen gute Dienste leisten können. Dies soll nunmehr näher untersucht werden.

Gebrauchte eiserne Rohrleitungen.

Zunächst sind die Veränderungen kurz zu besprechen, die bei Rohrleitungen, namentlich bei gußeisernen Leitungen, im Laufe der Jahre eintreten und eine erhebliche Verminderung ihrer Leistungen zur Folge haben. Es handelt sich hierbei einerseits um Verunreinigungen und um Bekrustungen der inneren Wandungen, durch welche die Querschnitte verengt werden, anderseits um eine Verschlechterung der Beschaffenheit ihrer Flächen, die mitunter in Knollenbildungen ausartet. Ermittlung der hierdurch entstehenden Zunahme der Reibungshöhen war ein Hauptzweck der von Iben bearbeiteten bereits erwähnten Denkschrift über ausgedehnte Versuche und Beobachtungen, die durch den Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine veranlaßt und namentlich in Stuttgart und in Hamburg angestellt sind.

Das Verhältnis der in den älteren Leitungen beobachteten, gesteigerten Reibungshöhe w_1 zu den für Rohre von gleichem Durchmesser berechneten Reibungshöhen w soll der Gebrauchsbeiwert (Gebrauchswert) genannt und mit σ bezeichnet werden. Bei den letztgenannten Berechnungen ist Gl. (6) benutzt.

Für jede der bei Stuttgart ermittelten sechs Versuchsreihen sind die Mittelwerte der Reibungskoeffizienten angegeben, so daß die zugehörigen Widerstands- und die Geschwindigkeitskoeffizienten c sich leicht ermitteln ließen. Die Stellen der letzteren sind in Fig. 1 durch kleine Quadrate kenntlich gemacht, die dabei stehenden römischen entsprechen den nachstehenden Zahlen.

Die Versuchsreihen I und II sind an Trinkwasserleitungen (Quellwasserleitungen) angestellt, welche bei Vornahme der Versuche ungefähr vier Jahre alt waren. Bei der Versuchsreihe I war $d = 0{,}252$ m; hier ergibt sich $w_1 = 0{,}519$, $\sigma =$ (rd.) 1,20 und $c = 55{,}3$. Bei der Versuchsreihe II war $d = 0{,}202$ m. Es ergibt sich $w_1 = 0{,}717$, $\sigma = 1{,}25$ und $c = 52{,}6$.

Zwei Versuchsreihen III bringen Beobachtungen an einer 0,253 m weiten Leitung, die Wasser aus einem Sammelbecken nach Filtern leitet; hier sollen nur für eine sechs Jahre alte Strecke die Ergebnisse vermerkt werden, nämlich $w_1 = 0{,}732$, $\sigma = 1{,}40$ und $c = 46{,}5$.

Die Versuchsreihe IV betrifft eine 0,101 m weite Trinkwasserleitung, deren durchschnittliches Alter zu sieben Jahren angenommen werden kann. Es ergibt sich $w_1 = 1{,}96$, $\sigma = 1{,}50$ und $c = 45$.

Die Versuchsreihe V ist an andrer Stelle bereits erwähnt. Für genauere Angaben kann auf Ibens Denkschrift verwiesen werden.

Bei Verwertung der in Hamburg angestellten Beobachtungen muß berücksichtigt werden, daß die Leitungen des dortigen Wasserwerkes vormals nicht mit filtriertem, sondern mit einem aus zu kleinen Ablagerbecken entnommenen Elbwasser gespeist wurden. Ferner fehlte den Rohren in den ersten Jahren der Ausführung des Wasserwerkes eine gute innere Bekleidung. Außerordentlich starke Bekrustungen und ungewöhnlich große Verminderung des Leitungsvermögens waren die Folge. Ibens Besprechung der genannten Versuche bringt beachtenswerte Erörterungen über sonstige Ursachen jener Verminderung, aber nur wenige Zahlenangaben, die sich all-

gemein benutzen lassen; nur das Nachstehende soll hier Platz finden.

In der 22 Jahre alten Strecke »Besenbinderhof«, welche bei 0,305 m Dmr. starke Bekrustungen zeigte, sind 7 Messungen bei verschiedenen Durchflußgeschwindigkeiten gemacht, und ein Vergleich der letzteren mit den nach Darcy berechneten hat ergeben, daß die beobachteten Geschwindigkeiten nur 41 vH der ursprünglichen betrugen. Da nach Ausweis der Figur 1 das Darcysche c in diesem Falle wenig größer als 60 ist, ergibt sich das verminderte c zu rd. 25. Die betreffende Stelle ist in der Abbildung durch ein von einem Quadrat umschlossenes Kreuz und mit P bezeichnet. Der zugehörige Gebrauchsbeiwert berechnet sich aus

$$\sigma = w_1 : w = 60^2 : 25^2 = \text{rd. } 5{,}8;$$

denn unter sonst gleichen Umständen verhalten sich, wie bereits erwähnt, die Reibungshöhen umgekehrt wie die Quadrate der Geschwindigkeitskoeffizienten. Die Reibungshöhe ist also in diesem Falle nahezu auf das Sechsfache gestiegen. An Strecken mit kleineren Durchmessern sind noch weit größere Gebrauchsbeiwerte als der hier erwähnte beobachtet worden, während man bei einer 0,5 m weiten, 25 Jahre alten und ebenfalls stark bekrusteten Leitung $\sigma = 3{,}5$ gefunden hat. Iben zieht aus diesen und aus verwandten Beobachtungen den Schluß, daß für das Maß der Zunahme der Reibungswiderstände die Weite der Leitungen von wesentlicher Bedeutung ist, indem bei gleichem Alter und unter sonstigen ähnlichen Verhältnissen bei weiten Leitungen die Widerstände langsamer wachsen als bei Leitungen mit kleineren Durchmessern. Dies läßt sich übrigens auch auf anderm Wege leicht nachweisen.

Bei Betrachtung der Gebrauchsbeiwerte der einzelnen Versuchsreihen muß es auffallen, daß diese Zahlen bei einigen Reihen mit der Durchflußgeschwindigkeit abnehmen, während sie bei andern entweder im wesentlichen gleich bleiben oder aber zunehmen. Hieraus erhellt, daß bei gebrauchten Leitungen der Einfluß, den die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers auf den Widerstand hat, unsicher und schwankend ist. Die Stuttgarter Versuche haben ergeben, daß innerhalb der einzelnen Versuchsreihen der Widerstandskoeffizient sich nur wenig ändert, und daß er in einzelnen Fällen etwas abnimmt. Dagegen hat sich in Hamburg meistenteils bei zunehmender Geschwindigkeit eine mäßige Zunahme gezeigt. Im allgemeinen liegt hier eine offene Frage vor; es ist aber gewiß, daß der Einfluß der Geschwindigkeit des Wassers auf den Widerstandskoeffizienten der Rohrleitungen in der Praxis des Ingenieurbauwesens unberücksichtigt bleiben darf. Nebenbei sei bemerkt, daß bei den Hamburger Versuchen ein bestimmter Einfluß der Temperatur des Wassers auf die Widerstände nicht zutage getreten ist.

Bei näherem Eingehen auf die Berechnung im Gebrauche befindlicher Rohrleitungen ist zunächst zu erwähnen, daß **Frühling** neuerdings die Anwendung der Kutterschen Formel empfiehlt, und zwar mit

$$b = 0{,}35\,^{1)}.$$

Bei Rohrleitungen ist

$$c = \frac{100\sqrt{d}}{0{,}7 + \sqrt{d}},$$

und man erhält

bei $d =$	0,1	0,2	0,4	0,5	0,8	1,0 m
$c =$	31,1	39,2	47,5	52,5	56,1	58,8

Hiernach ist in Fig. 1 die große, mit $b = 0{,}35$ bezeichnete Kurve, welche jedoch hier nur bis zur Mitte in Betracht kommt, aufgetragen.

Auf dem obigen, gesperrt gedruckten Satze fußend kann man Regeln für die Berechnung gebrauchter Rohrleitungen aufstellen. Vorausgesetzt wird, daß das Wasser rein, daß die Ausführung gut und die Unterhaltung sorgfältig ist. Unter diesen Voraussetzungen wird bei 0,1 m weiten Rohren die übliche Verdopplung der Reibungshöhe von 1,28 m ausreichend sein. Nach Ausweis der Zahlentafel S. 1617 ist $c = 56$, und aus $\frac{w_1}{w} = 2 = \frac{56^2}{c_1^2}$ erhält man $c_1 =$ rd. 39. Wenn man nun bei 1,0 m weiten Rohren mit Benutzung der Frühlingschen Kurve $c_1 = 59$ setzt, während $c =$ rd. 62 ist, erhält man aus $w_1 : w = 62^2 : 59^2$ für σ rd. 1,10. Bei gebrauchten 1,0 m weiten Rohren dürfte eine Steigerung der theoretischen Reibungshöhe um 10 vH genügen, während bei $d = 0{,}10$ $\sigma = 2{,}0$ angenommen ist.

Um zu Zwischenwerten zu gelangen, kann man die Punkte $c_1 = 39$ und $c_1 = 59$ durch eine Parabel verbinden. Der Abstand der Achse dieser Parabel von der (in Fig. 1 nicht gezeichneten) Basis, woselbst $c = 0$, soll mit z bezeichnet werden.

Alsdann bestehen die Gleichungen

$$(39 - z)^2 = 2\,p \cdot 0{,}1$$

und

$$(59 - z)^2 = 2\,p \cdot 1{,}0.$$

Nach angemessener Abrundung ergibt sich $z = 29$ und $2\,p = 900$. Die Gleichung der Parabel für im Gebrauch befindliche Rohrleitungen ist somit

$$c = 29 + 30\sqrt{d} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (10).$$

Die entsprechende Kurve ist in Fig. 1 strichpunktiert gezeichnet, und es ergeben sich in runden Zahlen die nachstehenden Gebrauchsbeiwerte:

bei $d =$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0 m
$\sigma =$	2,0	1,80	1,60	1,40	1,20	1,10

Es ist anzunehmen, daß man nach Einführung dieser Werte von einer Berechnung der bei Krümmungen usw. eintretenden, sogenannten besonderen Leitungswiderstände in der Regel absehen darf.

Unsere Parabel schließt sich der von Frühling empfohlenen Kurve von $d = 1{,}0$ bis $d = 0{,}50$ gut an. Bei kleineren Durchmessern treten Abweichungen ein. Zu Anfang des folgenden Abschnittes werde ich hierauf zurückkommen.

Die oben angegebenen Zahlen sind selbstverständlich nur Mittelwerte. Mitunter werden kleinere Gebrauchsbeiwerte am Platze sein, beispielsweise wenn die Leitungen nur vorübergehend oder selten gebraucht werden, wenn Einschränkung der Baukosten angezeigt ist und wenn die Rohre beständig mit ansehnlicher Geschwindigkeit in einer und derselben Richtung durchströmt werden. Eine Vergrößerung berechneter Rohrweiten ergibt sich stets durch Berücksichtigung der üblichen normalen Abmessungen gußeiserner Rohre. Auch eine Vergrößerung der Gebrauchsbeiwerte ist nicht selten geboten, besonders dann, wenn Wasser, namentlich Schmutzwasser der städtischen Entwässerungskanäle, durch Pumpwerke gehoben werden muß. Auf diese und verwandte Fälle an dieser Stelle näher einzugehen, würde zu weit führen.

Darcy soll für Berechnung aller bekrusteten Rohrleitungen eine Verdoppelung des Widerstandskoeffizienten empfohlen haben, während dies im vorstehenden nur für Leitungen von 0,10 m und ähnlichen Durchmessern angenommen ist. Die bezügliche, auch von Iben mitgeteilte Formel lautet:

$$w = \left(0{,}000507 + \frac{0{,}00001294}{d}\right) v^2 \frac{4\,l}{d},$$

und mit $4\,l = 400$ erhält man:

$$w = \left(0{,}203 + \frac{0{,}0052}{d}\right) \frac{v^2}{d}.$$

(Man vergleiche hiermit Gl. 6).

Die jener Gleichung entsprechende Kurve ist in Fig. 1 eingetragen und mit D bezeichnet; sie beginnt bei $d = 0{,}10$ mit $c = 39{,}6$ und endigt bei $d = 1{,}0$ mit $c = 44$.

Man sieht sofort, daß jene Gleichung für Rohre, deren Durchmesser kleiner als 0,3 m ist, brauchbare Werte liefert, bei größeren Weiten aber nicht. Der Nutzen unserer bildlichen Darstellung der Geschwindigkeitskoeffizienten ist auch in diesem Fall unverkennbar.

Gemauerte und gegrabene Kanäle.

Hier ist zunächst eine Frage aufzuwerfen, welche die Kanäle im allgemeinen und fast noch mehr die Rohrleitungen angeht. Treffen die Kutterschen Formeln auch bei hydrau-

[1]) **Handbuch der Ingenieurwissenschaften**: Wasserbau, 4. Aufl. 3. Bd. S. 80.

lischen Tiefen, die kleiner als ungefähr 0,15 sind, das Richtige? Es ist auffallend, daß die betreffenden Kurven, besonders die für geringe Rauhigkeitsgrade, im Bereiche dieser hydraulischen Tiefen jäh abfallen, und in Fig. 1 zeigt sich dies bei den Kurven für $b = 0{,}2$ und $b = 0{,}35$ deutlich. (In der ersten Tafelabbildung des dritten Bandes des Wasserbauhandbuches springt es nicht sehr in die Augen, weil daselbst die R der Abszissenachse nach einem verzerrten Maßstab aufgetragen sind). Dieser Umstand bedarf einer näheren Untersuchung namentlich wegen der zuletzt genannten Kurve. Bei $d = 0{,}10$ ($R = 0{,}025$) ist daselbst $c = 31$ und die entsprechende Reibungshöhe $w = 4{,}13$, das ist das 3,2 fache der nach Darcy berechneten. Oben ist aber für $d = 0{,}40$ ($R = 0{,}10$) $\sigma = 1{,}6$ ermittelt worden, und es ist doch mehr als unwahrscheinlich, daß zwischen $d = 0{,}4$ und $d = 0{,}1$ die σ sich in so hohem Grade verändern sollten.

Bei den Messungen, die Ganguillet und Kutter bei der Bildung ihrer Formeln benutzt haben, hat es sich vorwiegend um ansehnliche hydraulische Tiefen gehandelt, so daß die den gewöhnlichen Rohrleitungen eigentümlichen, kleineren Tiefen in den Hintergrund treten mußten. Man hat deshalb Veranlassung, zu prüfen, ob jene Formeln auch dann zutreffen, wenn die R sehr klein sind; das kann aber nur an der Hand von Beobachtungen geschehen. Ergebnisse einschlägiger Versuche waren mir leider nur wenig zugänglich, und über diese ist das Folgende zu bemerken.

In Weisbachs Experimental-Hydraulik (Freiburg 1855) werden sorgfältige Geschwindigkeitsmessungen besprochen, die an einem aus Blech hergestellten kantigen Gerinne von 3 cm Breite angestellt sind. Aus drei Versuchsreihen berechnet sich kurz das Folgende:

	mittlere Geschwindigkeit v in m	hydraulische Tiefe R	Gefällverhältnis J
erste Reihe . .	1,10	0,0074	0,087
zweite » . .	0,919	0,009	0,058
dritte » . .	0,730	0,0101	0,023

Mit $c_1 = v : \sqrt{RJ}$ erhält man

$$c_1 = 43{,}4 \qquad 40{,}2 \qquad 45{,}9$$

Der Durchschnitt ist $c_1 = 43$ für $R = 0{,}009$, oder abgerundet $c_1 = 45$ für $R = 0{,}01$.

Die Wandungen des Versuchsgerinnes waren glatt; bei Berechnung des Geschwindigkeitskoeffizienten aus der Kutterschen Formel kann deshalb $b = 0{,}2$ angenommen werden; mit $R = 0{,}01$ erhält man $c = 33$ und $\frac{c}{c_1} = \frac{33}{45} = \frac{11}{15}$.

In Ermangelung der Ergebnisse sonstiger Beobachtungen an kleinen Gerinnen darf man jenes Verhältnis auch bei andern Kutterschen Kurven benutzen, und es ergibt sich für $R = 0{,}01$ ($d = 0{,}04$):

Rauhigkeitsgrad $b =$	0,20	0,35	0,40	0,45	1,5	2,0
c (berechnet) . .	33	22	20	19	6,5	5
$c_1 = \frac{15}{11} c$ . . .	45	30	27	26	9	7

Hiernach müßten in einer vollständigen Abbildung die Wurzelpunkte der Kutterschen Kurven aufwärts und die Wurzelstrecken nach links verschoben werden. Dies ließ sich jedoch in Fig. 1 des kleinen Maßstabes wegen bei den Kurven für $b = 2{,}0$ und $b = 0{,}35$ nicht mit genügender Deutlichkeit bewerkstelligen.

Auf einer in einem größeren Maßstabe hergestellten Zeichnung ist für $b = 0{,}35$ das Folgende ermittelt:

$d =$	0,10	0,20	0,40
$c_1 =$	36,0	41,5	47,8 ;

berechnet ist, wie bereits erwähnt,

$c =$	31,1	39,2	47,5 .

Die Wurzelstrecke endigt somit nahe bei $d = 0{,}40$. Für $d = 0{,}10$ erhält man mit $c_1 = 36$ einen Gebrauchsbeiwert $= 2{,}4$.

Die Wurzelstrecken der übrigen Kurven sind durch gesternte Linien angedeutet; erst rechts von $R = 0{,}15$ sind diese Kurven ausgezogen.

Die gemauerten Kanäle verhalten sich verschieden, je nachdem sie reines oder Schmutzwasser führen. Die Leistungen der Reinwasserkanäle werden durch die Beschaffenheit ihrer Wandungen beeinflußt, und die bekannten Rauhigkeitsgrade lassen sich hier mit Nutzen verwenden. Bei den Schmutzwasserkanälen ist jedoch der ursprüngliche Rauhigkeitsgrad eine Nebensache.

Mittelwerte für die Reinwasserkanäle liefert die bereits besprochene Gleichung $c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35 + \sqrt{R}}$. Man erhält:

bei $R =$	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$c =$	58,8	61,0	63,0	64,5	65,8	66,7

Für kleinere R gelten die bereits angegebenen c, wenn man berücksichtigt, daß $R = {}^1/_4\, d$ ist.

Für die gemauerten Kanäle der städtischen Entwässerungen dürften in Rücksicht auf die Beschaffenheit des Abwassers und im Hinblick auf die Abnutzung größere b-Werte am Platze sein, nämlich 0,40 bis 0,45. Die hiernach ermittelten Kurven sind in Fig. 1 gezeichnet.

Innerhalb der angegebenen Grenzen sind die Geschwindigkeitskoeffizienten unter Berücksichtigung der Nebenumstände einzuschätzen. Namentlich ist nicht selten Rücksicht auf die Form des Kanalquerschnittes zu nehmen; in der hydraulischen Tiefe kommt diese nicht immer vollständig zur Geltung. Beispielsweise hat ein sogenannter Haubenkanal infolge der für den Wasserabfluß ungünstigen Form seines unteren Teiles und wegen der daselbst stattfindenden Verschlammung eine kleinere Ergiebigkeit als ein Kreiskanal oder Eikanal von gleichem Wasserquerschnitt und gleicher hydraulischer Tiefe. Bei Wahl der Geschwindigkeitskoeffizienten ist auch zu berücksichtigen, ob man die Kanäle regelmäßig spülen kann und dergleichen mehr.

Für die gegrabenen Kanäle (Gräben) ist — auch dies im wesentlichem in Uebereinstimmung mit Frühling — angenommen, daß die Rauhigkeitsgrade zwischen 1,5 und 2,0 liegen. Die gewählte Lage der zugehörigen Kurven wird bestätigt durch Bazins Gleichung für »etwas unregelmäßige« Gräben; diese lautet:

$$c = \frac{87}{1 + 1{,}30 : \sqrt{R}} = \frac{87\sqrt{R}}{1{,}30 + \sqrt{R}}.$$

Hieraus erhält man die folgenden Zahlen:

$R =$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
$c =$	16,8	22,2	25,7	28,5	30,6

Im übrigen gilt von den Gräben manches, was bei den gemauerten Kanälen gesagt ist, und auch bei Gräben ist eine über den angegebenen Rahmen hinausgehende Einschätzung der Geschwindigkeitskoeffizienten der Nebenumstände wegen nicht selten am Platze.

Bei den vorstehenden Untersuchungen sind in erster Linie die Bedürfnisse des Bauingenieurs berücksichtigt. Die folgenden Ergebnisse sind hervorzuheben:

1) Für die Berechnung der Reibungshöhen neuer eiserner Rohrleitungen ist Darcys Formel besser geeignet als die sonstigen älteren Formeln. Bei 100 m Rohrlänge und etwas vereinfacht lautet sie:

$$w = \left(0{,}102 + \frac{0{,}0026}{d}\right)\frac{v^2}{d}.$$

Die von Christen empfohlene Formel

$$w = \frac{0{,}0952}{\sqrt[4]{d}}\,\frac{v^2}{d}$$

läßt sich nicht unmittelbar verwenden; sie bringt aber einen Fingerzeig für Vervollkommnung der Formel von Darcy, und eine von Iben angeregte Aenderung dieser Formel hat Vergrößerung der rechnungsmäßigen Reibungshöhen bei kleinen Rohrweiten zum Ziele. Beides wird erreicht durch die neue Formel

$$w = \left(0{,}087 + \frac{0{,}012\sqrt{d} + 0{,}003}{d}\right)\frac{v^2}{d}.$$

2) Versuche, die Kuttersche Formel für die Berechnung neuer Rohrleitungen nutzbar zu machen, haben geringen

Erfolg gehabt, sie eignet sich aber für die Berechnung im Gebrauch befindlicher Leitungen, und der von Frühling empfohlene Geschwindigkeitskoeffizient

$$c = \frac{100\sqrt{R}}{0{,}35 + \sqrt{R}}$$

liefert gute Werte. Das ist noch mehr der Fall, wenn man in unsrer bildlichen Darstellung der Geschwindigkeitskoeffizienten die (ungefähr bis $R = 0{,}15$ reichende) Wurzelstrecke der c-Kurven unter Berücksichtigung von Weisbachs Beobachtungen sehr kleiner hydraulischer Tiefen etwas nach links verschiebt.

3) Bei Berechnung der Reibungshöhen gebrauchter Rohrleitungen aus den bei neuen Leitungen beobachteten hat man bekanntlich zu berücksichtigen, daß das Leitungsvermögen der Rohre im Laufe der Zeit stark abnimmt; die letztgenannten Reibungshöhen sind deshalb mit einem »Gebrauchsbeiwerte« σ zu multiplizieren, der stets größer als 1 ist. Bei $d = 0{,}1$ m kann man $\sigma = 2{,}0$, bei $d = 1{,}0$ m aber $= 1{,}10$ annehmen. Ferner hat sich durch planmäßige Einschaltung ergeben:

bei $d =$	0,20	0,40	0,60	0,80 m
$\sigma =$	1,80	1,60	1,40	1,20 »

Dies sind Mittelwerte, die man je nach Umständen zu vergrößern oder zu verkleinern hat.

4) Bei den Vorarbeiten für die Wasserversorgung der Städte sind nicht selten Näherungsrechnungen am Platz; alsdann genügen für die Geschwindigkeitskoeffizienten der Rohrleitungen abgerundete Zahlen. Mit Verwendung derartiger Zahlen darf man ziemlich weit gehen, weil eine genaue Ermittlung der Gebrauchsbeiwerte von vorn herein ausgeschlossen ist. Aus Fig. 1 und dem Besprochenen ist nun folgendes zu entnehmen:

Hauptzuleitungen, insbesondere die Rohrleitungen zwischen großen Pumpwerken, kann man näherungsweise mit $c = 60$ berechnen. Aus $\mu = \left(\frac{20}{c}\right)^2$ erhält man dann für $l = 100$ und $v = 1{,}0$ m $\mu = 0{,}111$, ferner beispielsweise für $d = 0{,}6$ m und einen Gebrauchsbeiwert $= 1{,}4$ die Reibungshöhe $w = 0{,}26$.

Bei Rohrnetzen haben die Rohre meistenteils mäßige Durchmesser; 0,20 m dürfte ein mittleres Maß sein.

Für neue Leitungen der Netze setze man $c = 55$; dann ist $\mu = 0{,}133$ und $w = 0{,}66$.

Für gereinigte und nur kurze Zeit gebrauchte Leitungen kann man $c = 50$, d. i. der Eytelweinsche Koeffizient, annehmen. Hieraus ergibt sich $\mu = 0{,}16$ und $w = 0{,}80$. Der Gebrauchsbeiwert ist $\frac{0{,}80}{0{,}66} = 1{,}20$.

Einem zehnjährigen Alter gut erhaltener Leitungen dürfte $c = 45$ entsprechen.

$c = 55$ kann man auch bei Voruntersuchungen über die Entwässerung der Städte bei sämtlichen gemauerten Kanälen als Näherungswert einführen, während man bei gegrabenen Kanälen, falls ihre hydraulischen Tiefen in das Bereich der in Fig. 1 vermerkten fallen, $c = 25$ anwenden darf.

Von dem Einfluß der allmählichen Veränderung der Innenflächen der Rohrleitungen wissen wir heute fast nicht mehr, als was Iben vor nahezu zwanzig Jahren gesammelt hat. Man darf deshalb von neuem darauf hinweisen, daß es sehr wertvoll wäre, wenn einschlägige Versuche an einer und derselben Strecke periodisch wiederholt würden. Ferner könnte beim Abbruch von Leitungen eine genaue Untersuchung der Beschaffenheit und der Gewichte alter Rohre dienlich sein. Ueber die Abnahme der Leitungsfähigkeit langer und weiter Zuleitungen ließe sich vielleicht durch periodische Verarbeitung der Beobachtungen, die bei großen Pumpwerken über Druckhöhen und Maschinenleistung so wie so angestellt werden, einiges ermitteln.

Die Umlaufzahlenreihen bei Werkzeugmaschinen.[1]

Von Dr.-Ing. **Franz Adler.**

(Schluß von S. 1542)

β_2) Stufenrädergetriebe mit radialer Zahnkranzkupplung.

Mit ungepaarter Stufung.

Der zweite Platz, der zur Anbringung der Kupplungen bei den Stufenrädergetrieben vorhanden ist, ist der Zahnkranz der Räder. Es werden also auch hier Zahnkranzkupplungen zu verwenden sein. Da wegen der Zusammenrückung der Räder der Platz zum seitlichen Ein- und Ausrücken nicht zur Verfügung steht, so muß die Betätigung der Zahnkranzkupplung in Richtung des Halbmessers, also senkrecht zur Achse der Räder erfolgen.

Die radiale Zahnkranzkupplung ist uns schon von den uralten Wechselrädern und vom doppelten Vorgelege her bekannt. Auf dieser Grundlage schuf Wendel P. Norton sein Zahnräder-Wechselgetriebe mit ungepaarter Stufung und gemeinschaftlicher radialer Zahnkranzkupplung. Sein Verdienst wird nicht im mindesten geschmälert durch die Feststellung, daß der seiner Erfindung zugrunde liegende Gedanke bereits im Jahr 1871 Gegenstand des amerikanischen Patentes No. 111859 von Frederik Miles war. Nortons A. P. Nr. 470591 vom 8. März 1892 entsprang den damaligen schon seit 1854 im Gang befindlichen Bestrebungen[2], die auswechselbaren Räder für den Gewindeschnittvorschub durch ein geeignetes Wechselgetriebe mit arbeitbereiten Rädern zu ersetzen.

Das Norton-Getriebe ist in Fig. 55 im Gehäuse I untergebracht und teilweise im Längsschnitt, in Fig. 56[3] im Querschnitt und in Fig. 58 und 59 in Vorder- und Hinteransicht gezeigt.

Auf die Leitspindel G_g sind 12 Räder mit den angeschriebenen Zahnzahlen, welche sich in demselben Verhältnis abstufen wie die in einer der wagerechten Reihen vermerkten 12 Gewindegangzahlen, fest aufgebracht. Auf der treibenden Welle A_g dagegen sitzt nur ein einzelnes Zahnrad m, das zwar der Drehung seiner Welle folgen muß, aber doch längs derselben verschoben werden kann. Es kämmt ständig mit dem auf Zapfen E lose laufenden Zwischenrade z. E wird durch zwei Augen von einer Gabel s_1 getragen, die um die Welle von A_g schwingen kann, weil sie diese mit zwei Naben beiderseitig von m lose umgreift. In der Zeichnung befindet sich z im Eingriff mit einem der 12 Räder des Stufenblocks; es ist in seiner Arbeitlage durch einen Stift t_1 des Handhebels h_1 gegen die Vorderwand des Gehäuses unverrückbar festgestellt. Beim Wechsel wird die Gabel niedergeschwenkt, wodurch der Eingriff von z mit dem Stufenrade gelöst wird, und samt z und m soweit nach links oder rechts auf A_g entlang geschoben, bis z dem gewünschten neuen Rade des Stufenblocks gegenübersteht. Immer noch mit demselben Handgriff schwenkt jetzt der Arbeiter die Gabel gegen den Stufenblock wieder vor und läßt den Schnappstift t_1 in dasjenige von den 12 Löchern der Vorderwand einfallen, welches für die Sicherung dieser neuen Hebellage bereit steht. Es ist Vorsorge getroffen, daß die Kupplung senkrecht zu den Achsen des Getriebes betätigt wird. Zu diesem Zweck ist die Vorderwand des Kastens kammartig so ausgeschlitzt, daß sich immer eine Kammlücke unter einem Einstelloche befindet. In der Kammlücke findet der Hebel seine sichere Schwenkführung, bis z völlig ein- oder ausgerückt ist. Die Kammlücken münden in eine Aussparung q, die mit

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 70 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2] Vergl. die Zusammenstellung amerikanischer Patente in Mach. 1903 Bd. IX. S. 331, 378, 411.

[3] Vergl. hierzu auch Z. 1892 S. 1286; 1900 S. 867 u. 1088; 1904 S. 422 u. 546; Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 166.

Fig. 55 bis 59. Regelung des Gewindeschnittvorschubes durch Zahnräder-Wechselgetriebe

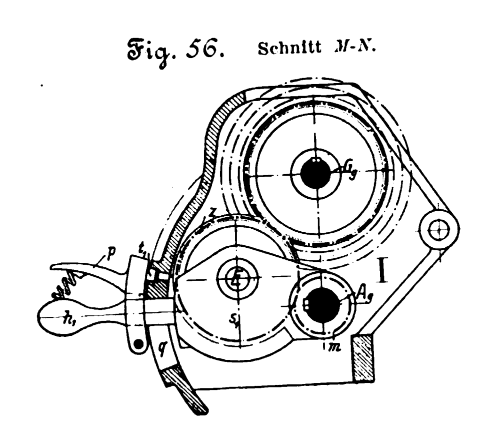


Fig. 56. Schnitt *M-N*.

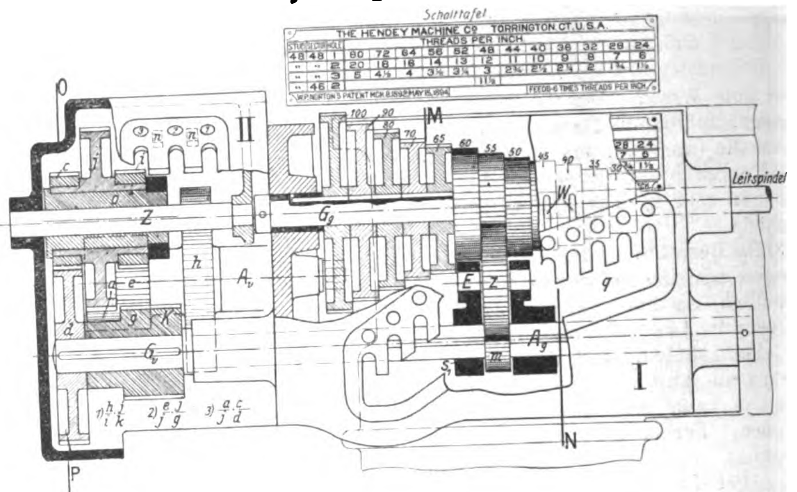


Fig. 55. Längsschnitt.

der Abstufung des Blockes gleichläuft. Bei seiner seitlichen Verschiebung muß der Hebel dem Verlauf dieser Aussparung folgen, so daß ein seitliches Anklirren des Zwischenrades z am ansteigenden Stufenblock unmöglich ist. Die Gußlinien W bringen die 12 Arbeitstellungen in Beziehung zur Schalttafel, deren richtige Lage auf dem Kasten selbst in Fig. 55 angedeutet und aus Fig. 58 klar zu erkennen ist.

Mit den 12 Stufen ließen sich freilich nicht alle Vorschübe herstellen, und man mußte eine Anzahl Vervielfachungswechsel mit Hülfe der losen Wechselräder vornehmen. Ganz ist die Wechselräderschere auch jetzt noch nicht verschwunden, nachdem ihr Norton durch die Anbringung eines besondern Wechselgetriebes für drei Uebersetzungsverhältnisse im Kasten II die Herstellung der gewöhnlichen Vervielfachungsreihe entzogen hat. Sie muß noch bestehen bleiben für die Fälle, wo einmal eine außergewöhnliche Gangzahl zu schneiden ist. Als solche ist hier gemäß der Tabelle auch die Gangzahl $11^1/_2$ auf den Zoll angesehen, welche bei andern amerikanischen Bänken als Glied mit in die gebrochene arithmetische Reihe einbezogen wird. Das Wechselgetriebe im Kasten II, Fig. 55 und 57, ist eine verkürzte Form des in Fig. 13 (S. 1496) der Schaltungsanordnungen gezeigten, das mit gemischten Doppel- und Einfachübersetzungen zwischen den gleichlaufenden Wellen A_v und G_v ausgestattet ist. Dadurch nämlich, daß hier $j = f = b$ und $i = c$ gemacht worden ist und j in die Arbeitlagen von f und b eintreten kann, werden f und b

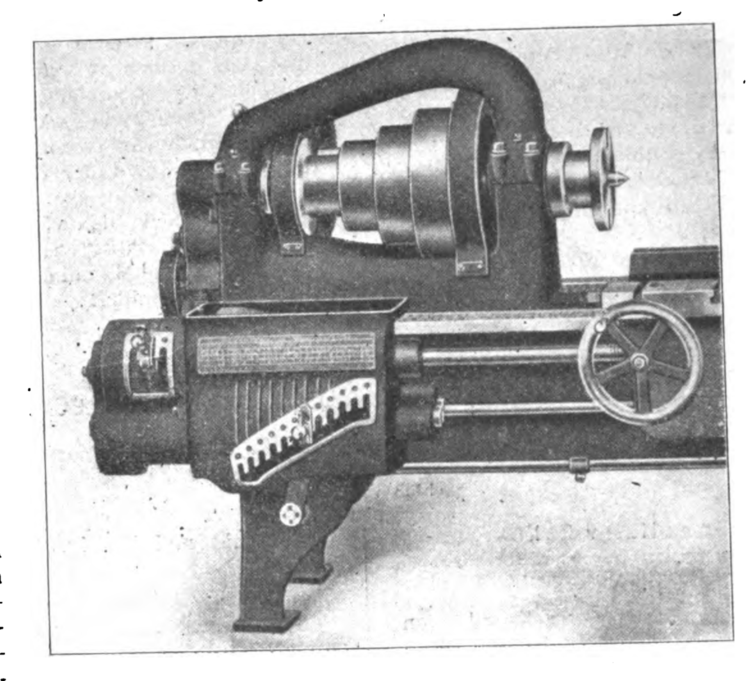


Fig. 58. Vorderansicht.

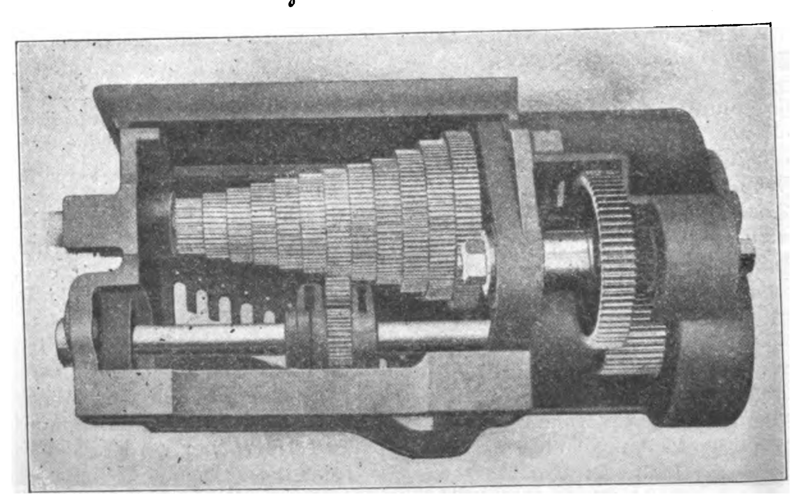


Fig. 59. Hinteransicht.

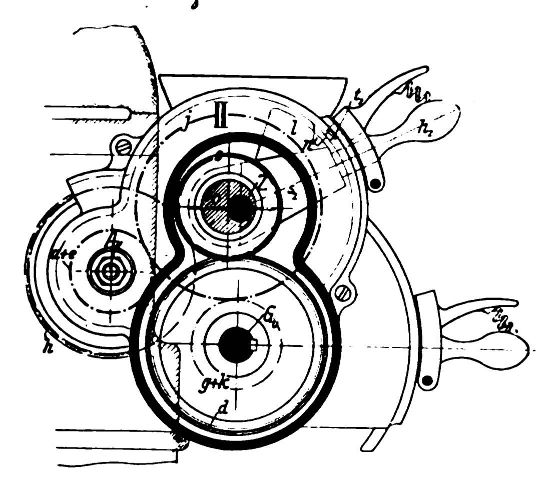
gegenüber der allgemeinen Form gespart. c, i und j laufen — gegeneinander festgestellt — lose auf einer Büchse o, welche von der Schwinge s_2 fest umklammert wird und durch den Handhebel h_2 samt ihren drei Rädern auf ihrer Achse frei verschoben werden kann. Sobald der Hebel h_2 unter einer der drei Kammlücken 1, 2, 3 des Kastens II angelangt ist, ist das entsprechende der drei Uebersetzungsverhältnisse

1) $\frac{h}{i}\frac{j}{k}$, 2) $\frac{e}{j}\frac{j}{g}$, 3) $\frac{a}{j}\frac{c}{d}$

bereitgestellt, und es bedarf nur noch der Betätigung der Kupplung. Zu dem Behuf, eines der Räder auf Z gleichzeitig mit einem Rad auf A_v und einem auf G_v zu kuppeln, sitzt die Büchse o außerachsig auf Z und wird mittels der Schwinge s_2 und des Handhebels h_2 um die Achse gedreht. Dadurch senkt sich der Räderblock auf der Büchse in den Eingriff nieder. In Fig. 55 und 57 ist das Uebersetzungsverhältnis $\frac{a}{j}\frac{c}{d}$ eingeschaltet, und dementsprechend steht der Handhebel h_2 in der Kammlücke 3 und wird in ihr durch den in das Loch 3 eingreifenden Stift t_2 unverrückbar festgehalten. Bei dem großen Hube, den die Schwinge bei der Kupplungsbetätigung zu durchmessen hat, würden die Zähne des Sicherungskammes zu lang werden und der Gefahr des Abbrechens ausgesetzt sein. Deshalb sind sie nur kurz ausgebildet, um dem Auge des Arbeiters gewissermaßen nur einen Hinweis zu geben, wie der Hebel geschwungen werden muß. Die Sicherungstätigkeit selbst aber übernimmt ein Lappen l der Schwinge, der diese zur seitlichen Verschiebung erst freigibt, nachdem

der Hendey Machine Co.

Fig. 57. Schnitt *O-P*.



er aus dem Bereich der beiden an der Innenwand des Kastens angegossenen Nasen *n* herausgetreten ist.

Man hat sich in Deutschland lange dagegen gesträubt, die Zahnräder-Wechselgetriebe für die Gewindevorschubbewegung anzuwenden. Die Kostenfrage kann dabei kaum maßgebend gewesen sein, da das Zahnräder-Wechselgetriebe für den Gewindevorschub, wie immer so auch hier, die Regelung des gewöhnlichen Schnittvorschubes mitbesorgt und dadurch die Vorschub-Stufenrollen ersetzt. Der Hauptgrund dürfte vielmehr in einem baulichen Bedenken zu finden sein. Man fürchtet, daß gegenüber der Schere, welche sich

Die Vervielfachungsvorrichtung, deren Wirkungsweise bei späterer Gelegenheit noch erklärt werden wird, ist hinter das Norton-Getriebe geschaltet und treibt unmittelbar auf die in beiden Bildern sichtbare Leitspindel. Das winzige Kästchen, in dem sie an der Giebelseite der Bank untergebracht ist, macht nichts aus, so daß diese amerikanische Drehbank nicht mehr Grundfläche beansprucht als die üblichen deutschen Bänke mit Wechselräderschere.

Bei der hohen Bedeutung, die das Norton-Getriebe für den Werkzeugmaschinenbau erlangt hat, ist eine Kennzeichnung seiner Eigenschaften am Platze. Die beim Norton-Getriebe verwandte Kupplung ist die denkbar einfachste, denn sie besteht im Einsenken und Ausheben von Zahnräderkränzen. Sie ist einfacher als ihre Schwesterkupplung, die axiale Zahnkranzkupplung, weil sie ihrem Wesen nach eine Gemeinschaftskupplung ist, während jene eine Einzelkupplung ist. Sie ist auch vollkommener als jene, denn bei ihr bietet sich sofort beim Beginn des Eingriffes dem Zahndruck die volle Tragfläche des Zahnes dar, so daß ein Bruch nicht zu befürchten ist, und sie läßt sich leichter in Eingriff bringen, weil die schlank zulaufenden Zahnköpfe bequem in die breiteren Zahnlücken eintreten können. Die Bedienung ist sehr einfach, denn es bedarf nur eines einzigen schnellen Handgriffes für den Umlaufzahlenwechsel. Dabei ist freilich eines zu beachten: Wie lang und wie sicher auch die Führung der Gabel auf der Welle ist, tritt doch wegen des großen Hebelarmes und des steten Vorhandenseins eines leichten Spieles zwischen Welle und Gabelnabe beim seitlichen Verschieben gelegentlich ein Klemmen ein. Es ist aber eine alte Erfahrung der Mechanik, daß die ruhende Reibung klemmender Körper sofort zerstört wird, sobald diese senkrecht zur Richtung der Reibungskraft bewegt werden. Deshalb ist es empfehlens-

Regelung des Gewindeschnittvorschubes durch Zahnräder-Wechselgetriebe von Lodge & Shipley.

Fig. 60. Ansicht über Eck.

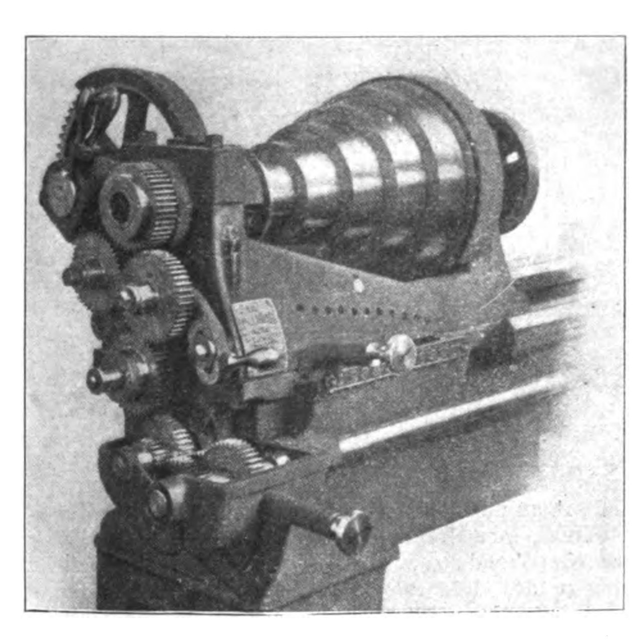
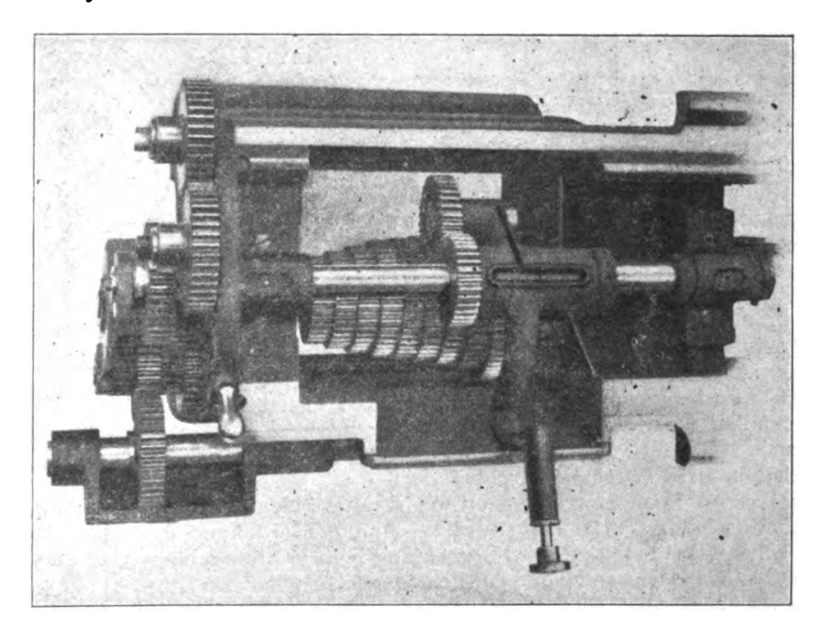


Fig. 61. Einblick in das Drehbankbett bei abgehobenem Spindelstock.



nach Fig. 9 (S. 1494) flach an die Giebelseite der Drehbank anschmiegt, die Wechselgetriebe eine zu große Grundfläche beanspruchen. Bei der Hendey-Norton-Bank beengt in der Tat das Wechselgetriebe den Arbeiter einigermaßen bei der Bedienung des Spindelstockes; denn es kragt um die volle Breite des Bettes aus. Aber dies ist nicht unvermeidlich. Vielmehr zeigen die Figuren 60 und 61 die geschickte Unterbringung des Norton-Getriebes am geeignetsten Platz, nämlich im Bett unter dem Spindelstock; nur der Handhebel ragt durch eine schmale Ausbuchtung des Bettes vor die Vorderwand des Spindelstockes hinaus und findet unmittelbar in dieser entsprechend der Stufenzahl 11 Feststellöcher vor. Der Arbeiter kann also ganz nahe an den Spindelstock herantreten.

wert, die Schwinge auf die treibende Welle zu setzen, weil diese allein sich in der Zeit der Gabelverschiebung in ständiger Drehung befindet[1]). Das Norton-Getriebe hat wegen seiner ungepaarten Stufung weniger Räder nötig als dem gleichen Zwecke dienende Wechselgetriebe mit gepaarter Stufung. In seiner Anwendung war es zuerst auf die Regelung des Gewindeschnittvorschubes beschränkt. Bei der großen Zahl von Wechseln und der Feinabstufung derselben, worüber die Schalttafel Fig. 55 Auskunft gibt, ist es überhaupt für diesen Zweck das einzig mögliche Getriebe. Von hier aus griff es über zu den verwandten

[1]) Vergl. auch die Schlußworte des Artikels »Some points about tumbler gears«, Am. Mach. 1905 I S. 618.



Vorschubbewegungen[1]). Aber in der neuesten Zeit hat es sich auch der Schnittbewegungen in großem Umfange bemächtigt[2]), und das mit gutem Rechte. Nahezu immer ist es nämlich mit seinem größten Uebersetzungsverhältnis von 5 : 1 ausreichend zur Herstellung einer Grundreihe. Denn Fig. 2 (S. 1492) zeigt so ziemlich die höchste Grundreihenspannung von 5 : 1 bei Drehbänken, bei denen sich die neuzeitliche betriebstechnische Forderung, das Maschennetz der Umlaufzahlen möglichst eng zu ziehen, immer mehr Geltung verschafft. Man vergegenwärtige sich zugleich, daß die gepaarte Stufung bei den vielen Wechselgetrieben, die wir vorher kennen gelernt haben, nicht oder nur selten Selbstzweck, vielmehr stets durch die Eigenart der Kupplungen erzwungen war. Den größeren Uebertragungskräften der Schnittbewegungen muß allerdings Rechnung getragen werden. Es geht hier nicht mehr mit einer Feststellung der Schwinge durch einen Stift ab, wie er bei den kleinen Vorschubkräften zulässig war. Will man ruhiges Arbeiten erzielen, so

mit einem Radkranze des Stufenblocks, anderseits mit dem auf der treibenden Welle A festsitzenden Rad a kämmt. Die Schwinge ist auf die mit A gleichachsige Büchse b festgepreßt, in deren Zahnstangeneinfräsung ein vom Handrad h bedientes Ritzel r greift. Dieses Handrad, dessen Achse in der Muffe m eingebettet ist, wird beim Wechsel mit beiden Händen erfaßt und, ohne zunächst gedreht zu werden, samt seiner Muffe m, die in das Getriebegehäuse eingelassen ist, um A herumgeschwenkt. Die Muffe ihrerseits zwingt der Büchse b, mit der sie durch eine Feder verbunden ist, und damit s und z die gleiche Schwenkbewegung auf. Ist auf diese Weise z aus dem Eingriff mit dem Stufenblock gelangt, so erteilt man nun dem Handrad eine Drehung um seine eigne Achse. Infolgedessen treibt r auf die Zahnstange der Büchse b und hebt oder senkt die Büchse, welche an der Feder der axial unverrückbaren Muffe mit ihrer langen Nut vorbeigleitet. Auch a macht die Verschiebung von z, mit dem es ja stets kämmen soll, mit, weil seine in b lose

Fig. 62 bis 67. Stufenrädergetriebe der Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik für den Vorschub eines liegenden Planwerkes.

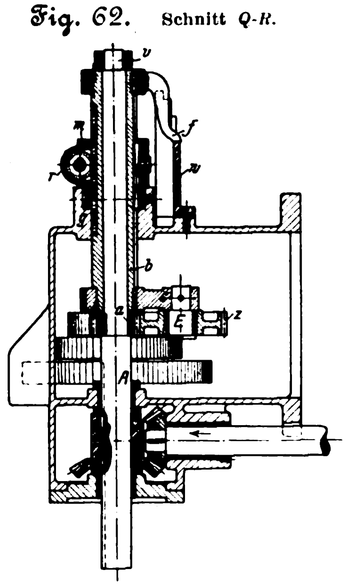


Fig. 62. Schnitt Q-R.

Fig. 63. Schnitt O-P.

Fig. 64. Schnitt M-N.

Fig. 67. Schaltplan.

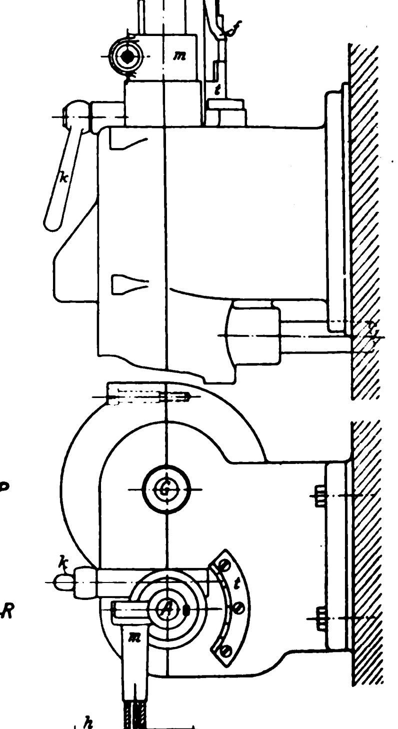


Fig. 65. Seitenansicht.

Fig. 66. Aufsicht.

muß man vielmehr die günstigerweise einsinnige Drehrichtung der Schnittbewegung so wählen, daß das Zwischenrad durch das Moment $M_d = Pl$ der Figur 64 stramm in das Getriebe nach der Verbindungslinie von A und G hineingezogen wird, und dafür sorgen, daß der Hebel in seiner Arbeitlage am Gehäuse eine breite Abstützfläche vorfindet. Der etwa noch anzubringende Stift hat nur das Rückfallen der Schwinge bei gelegentlichem Wechsel der Drehrichtung zu verhüten. Die Drehrichtung bei größeren Kräften in der angegebenen Weise zu wählen, ist auch deshalb wichtig, weil dadurch die schnelle Einrückung des Zwischenrades befördert wird[3]), während beim Auftreten eines die Gabel ausschwenkenden Momentes der Arbeiter zur Einrückung ruckweise Gewalt, die zum Zahnbruch führen kann, anwenden müßte.

Eine bemerkenswerte Umbildung des Verstellmechanismus haben die Deutschen Niles-Werke, Oberschöneweide bei Berlin, an einem stehenden Norton-Getriebe für 5 verschiedene Umlaufzahlen vorgenommen. In Fig. 62 bis 67 ist die Arbeitstellung wiedergegeben, bei der das an der Schwinge s angebrachte Zwischenrad z einerseits

laufende Welle A an beiden Enden von b durch das Zahnrad a selbst und durch einen Bund v umklammert ist. Auf das Gehäuse g ist eine Wendeltreppe aufgeschraubt, deren Stufenhöhe derjenigen des Räderblocks entspricht. Sobald der Finger f der Büchse b auf die Höhe der gewünschten Stufe einspielt, hat man die Gewißheit, daß man nun z in die richtige Arbeitlage zurückbringt, wenn man die entgegengesetzte Schwenkbewegung wie vorher beim Auskuppeln vornimmt. Die Arbeitlage sichert man schließlich, indem man mit dem Hebel k und einer daransitzenden steilgängigen Schraube das ausgeschlitzte Gehäuse g gegen die Muffe m festknebelt.

Es ist meines Erachtens ein Rückschritt, die beiden zueinander senkrechten Bedienbewegungen, die beim Norton-Getriebe und Niles-Getriebe mit einem Handgriff vollbracht werden, auf getrennten Wegen in das Getriebe einzuleiten. Wieweit für ein solches Vorgehen[1]) der weitreichende amerika-

[1]) Z. f. W. 1900/01 S. 101 u. 102; 1901/02 S. 157 u. 199. Iron Age 1904 II S. 13. Am. Mach. 1905 I S. 299; 1906 I S. 211; 1900 S. 995; 1904 S. 117 u. 1736. Z. 1902 S. 1286.

[2]) neben vielen aus geschäftlichen Anzeigen bekannt gewordenen Fällen auch in Iron Age 1906 S. 1098 (März), Eng. 1905 I S. 13, Am. Mach. 1906 S. 427 zu finden.

[3]) Vergl. auch Am. Mach. 1905 I S. 619.

[1]) Vergl. hierzu Am. Mach. 1901 S. 1230; 1903 S. 34; 1904 S. 1120; 1905 I S. 431. Revue de mécanique 1904 II S. 277. Mach. 1903 I S. 222. Engineering 1906 I S. 15.

nische Patentschutz des Norton-Getriebes Veranlassung gegeben hat, soll nicht näher untersucht werden. Immerhin kann man mit einer so geschickten Ausführung, wie es die von Brown & Sharpe ist, sehr wohl einverstanden sein. Bei diesem in Fig. 68 bis 71 [1]) abgebildeten Getriebe ist um die Welle A_g lose eine Schwinge *s* herumgelegt, welche einen langen, in 6 verschiedenen Rasten der seitlichen Gehäusewand feststellbaren Hebel h_1 besitzt. Die Schwinge trägt mit ihren beiden Armen *c* die Achse *E*, auf der das Zwischenrad *z* — über die ganze Stufenradbreite verschieblich — lose läuft, und dient zum Aus- und Einrücken von *z*. Damit *z* stets mit seinem Antriebrad *a* in Eingriff bleibt, ist dieses ebenso breit wie der Stufenblock. Die seitliche Verschiebung von *z* übernimmt die besondere Gabel *g*, die in einem schmalen Ausschnitt *b* des Gehäuses entlang geführt werden kann und für die 6 einzelnen Stellungen von *z* 6 durch

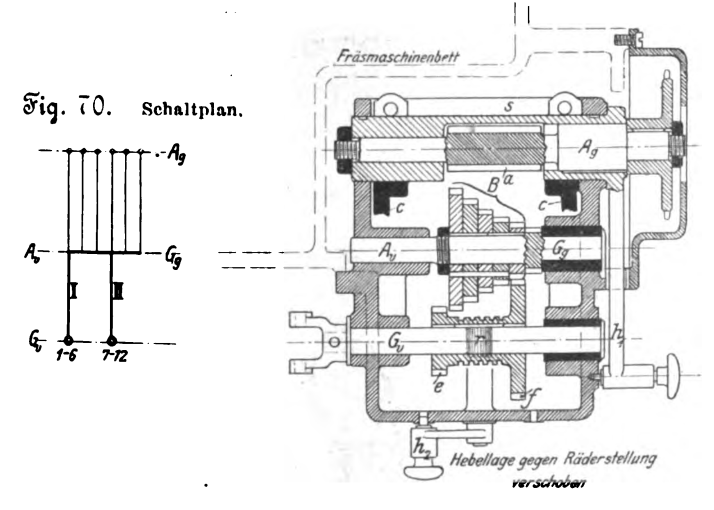
Fig. 68 bis 71. Stufenrädergetriebe von Brown & Sharpe für den Vorschub einer Fräsmaschine.

Fig. 68. Seitenansicht.

Fig. 69. Vorderansicht.

Fig. 70. Schaltplan.

Fig. 71. Wagerechter Schnitt.



die darüber sitzende Schalttafel ausgewiesene Rasten für ihre Schnapphülse *t* vorfindet. Das Getriebe ist nach der in Fig. 24 (S. 1498) dargestellten allgemeinen Form mit zwei Vervielfachungsübersetzungen verschweißt [2]). Die beiden Zahnräder auf G_v sind als ein Ganzes auf dieser Welle verschieblich gefedert und soweit voneinander entfernt, daß sie in der gezeichneten Durchganglage mit keinem der ihnen zugeordneten Zahnkränze des Stufenblocks kämmen können. Eine Verschiebung nach links rückt das große Rad *f*, eine Verschiebung nach rechts das kleine Rad *e* in den Eingriff. Die Verschiebung erfolgt vom Hebel h_2 aus mittels des Ritzels *r*, das auf die mit Ringnuten versehene Nabe der beiden Räder *e* und *f* treibt.

Die Kupplung des einzelnen Rades auf der einen Welle mit dem Stufenblock der andern Welle eines Stufenrädergetriebes ist auch ohne Zwischenrad möglich. Das beweist das nächstfolgende Getriebe Fig. 72 bis 76 [1]). Bei ihm wird nämlich das einzelne Rad *a* samt seiner Welle *G*, auf der es längsverschieblich gefedert ist, an den Stufenblock zum

Fig. 72 bis 76. Stufenrädergetriebe der Cincinnati Milling Machine Co. für den Vorschub einer Fräsmaschine.

Fig. 72.

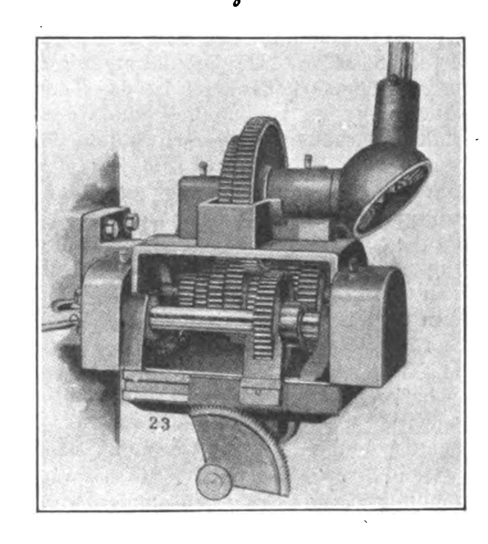


Fig. 73. Vorderansicht.

Fig. 75. Mittelschnitt.

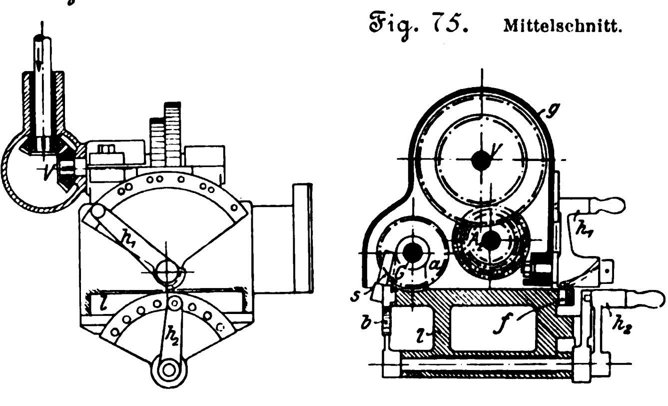


Fig. 74. Wagerechter Schnitt.

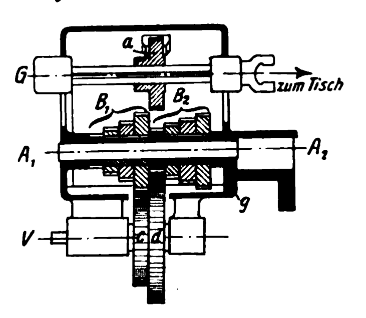
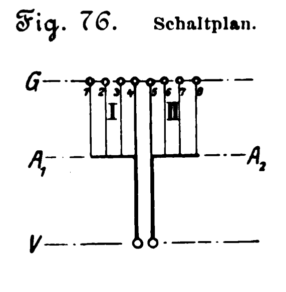


Fig. 76. Schaltplan.



Eingriff herangeführt oder von ihm entfernt. Zu diesem Zweck ist *G* in einer Schublade *l* des Getriebekastens *g* gelagert. Der kleine in der Lade befestigte Stift *f* reicht in den Gang eines steilgängigen Gewindes hinein, das in die Nabe des Hebels h_1 eingeschnitten ist. Sobald sich h_1 um seinen im festen Getriebekasten sitzenden Bolzen dreht, muß der Stift *f* und mit ihm die Lade *l*, die Welle *G* und endlich das Rad *a* die dem Drehwinkel von h_1 entsprechende Gang-

[1]) Am. Mach. 1903 S. 1483; 1905 I S. 300 und 857. Z. f. W. 1904/05 S. 494. Revue de mécanique 1903 S. 633; 1904 II S. 399; Z. 1904 S. 422; 1906 S. 171.

[2]) Vergl. auch Z. f. W. 1904/05 S. 353; Am. Mach. 1904 S. 1215; Mach. 1904 (Sept.) S. 15; Revue de Mécanique 1904 II (Dez.) S. 604; ferner Am. Mach. 1905 II S. 808, 1906 I S. 211. Unterbringung der Vervielfachungsräder auf der Norton-Schwinge: Am. Mach. 1903 S. 409; Z. 1904 S. 422; vergl. dazu die Anordnung D. R. P. 138814.

[1]) Am. Mach. 1901 S. 783; Z. 1904 S. 423. Die Angabe von Ruppert über die Herkunft des Getriebes ist irrig.

höhe des Gewindes senkrecht zur Achslage des Getriebes zurücklegen. Für die verschiedenen Tiefenlagen der 8 Arbeitstellungen und der Todstellung sind Rasten zur Sicherung des Hebels vorgesehen. Die Lade selbst wieder ist der Sitz des Mechanismus zur Einstellung des Rades a in eine seiner 8 Querlagen vor den Stufenblöcken. a wird nämlich von einer Schere s umklammert, die sich mit einem Schwalbenschwanz in der Lade längs der Achse G führt und auf ihrer Unterseite zur Zahnstange ausgebildet ist. Die Zahnstange kämmt mit einem verzahnten Bogen b, der von dem Hebel h_2 aus seine durch Rasten begrenzten 8 verschiedenen Teildrehungen empfängt. Die Verschiebung der Getriebewelle erfordert die Einschaltung einer Gelenkwelle zwischen Wechselgetriebe und Maschine. Die Folge der Umlagerung der Gelenkwelle aber ist eine Ungleichförmigkeit der Bewegungsübertragung[1]). Bemerkenswerter ist das Getriebe nach einer andern Richtung; es ist nämlich eines der wenigen im Verbundverfahren arbeitenden verschweißten Wechselgetriebe[2]). Es war früher gesagt, daß die Zusammenfügung von Vorrichtungen in Verbundwirkung an eine gewisse bauliche Vorbedingung geknüpft ist. Diese Vorbedingung ist hier erfüllt und besteht darin, daß die zusammengefaßten Einzelvorrichtungen Stufenrädergetriebe mit ungepaarter Stufung sind. Denn das Verbundverfahren bei gepaarten Stufungen mit ihren vielen Rädern anzuwenden, wäre widersinnig, wo das rädersparende Vervielfachungsverfahren zur Verfügung steht. Wir wollen uns zu diesem Getriebe einen Vergleichwert schaffen, indem wir uns das vorher besprochene Getriebe von Brown & Sharpe mit 4 statt mit 6 Grundreihengliedern ausgestattet denken. Für diese Annahme braucht das Getriebe einen Stufenblock B von 4 Rädern und die beiden Vervielfachungsräder e und f, zusammen also 6 Räder. Beim Cincinnati-Getriebe aber sind für die gleichen 8 Wechsel zwei nebeneinander gesetzte Stufenblöcke B_1 und B_2 auf A_1 und A_2 und 2 Räder c und d nötig, im ganzen 10 Räder. Demnach kann eine Räderersparung nicht der Grund zur Anwendung des Verbundverfahrens gewesen sein. Es war dies vielmehr ein andrer, ebenso wichtiger Gesichtspunkt, nämlich das Bestreben, die Bedienung zu vereinfachen. Beim Vergleichgetriebe mußten wir für 8 Wechsel sowohl eine Kupplung der Grundvorrichtung als auch eine Kupplung der Vervielfachungsvorrichtungen bedienen; beim vorliegenden Getriebe aber ist nur eine Kupplung nötig, und zwar deshalb, weil das Rad a auf G sowohl dem Stufenblock B_1 als auch dem Stufenblock B_2 zugeordnet ist.

Es kann gar nicht oft genug darauf hingewiesen werden, daß nach der Räderanzahl allein ein Getriebe nicht beurteilt werden darf, sondern daß die beiden andern Faktoren, Verminderung des Kupplungsbedarfs und Vereinfachung des Bedienverfahrens, ein gewichtiges Wort mitsprechen.

Auf gleicher Grundlage wie das Cincinnati-Getriebe beruht das früher berührte Vervielfachungsgetriebe von Lodge & Shipley (Fig. 60 und 61, S. 1623). Es hat zwei Stufenblöcke mit je zwei Rädern und gibt demnach $2 + 2 = 4$ verschiedene Umlaufzahlen. Auch hier ist das Zwischenrad z gespart, und zwar geschickterweise dadurch, daß die Räderblöcke um die Achse ihrer Vervielfachungsräder schwenkbar sind und unmittelbar in das Einzelrad der Leitspindel eingeschlagen werden. Das in beiden Figuren deutlich sichtbare Leitspindelrad wird durch ein Lineal verschoben, dessen Zeiger, an den Säulen einer Schalttafel vorbeigleitend, die Arbeitlagen ausweist.

Als Verbundvorrichtung ist endlich auch das Getriebe von de Fries & Co. ausgebildet[3]). Es arbeiten hier vier Norton-Getriebe I, II, III, IV zu je 2 Wechseln in Verbund (s. Fig. 77 und 78). A_1 erhält seine unveränderliche Umlaufzahl N_1 von der Riemenscheibe r und treibt mit N_1 auf den Stufenblock I, von welchem aus G die beiden Umlaufzahlen n_1 und n_2 bezieht. Die Umlaufzahl N_2 der treibenden Welle A_2 des Norton-Getriebes II muß sein $N_2 = \frac{n_3}{n_1} N_1$; sie wird hier einfach von A_1 abgezogen, indem zwischen A_1 und A_2 das unveränderliche Uebersetzungsverhältnis $v_1 = \frac{n_3}{n_1}$ eingeschaltet ist.

A_2 treibt mit N_2 auf den zwei verschiedenen Kraftwegen des Norton-Getriebes II auf G und erteilt G die beiden weiteren Umlaufzahlen n_3 und n_4. Nun wird gerade so, wie eben beschrieben, die Umlaufzahl $N_3 = \frac{n_5}{n_3} N_2$ der treibenden Welle A_3 des Norton-Getriebes III von A_2 durch Zwischenschaltung des unveränderlichen Uebersetzungsverhältnissses $v_2 = \frac{n_5}{n_3}$ zwischen A_2 und A_3 abgezogen und von dem Norton-Getriebe III die Umlaufzahlen n_5 und n_6 auf G geleitet usw. Diese Verbundvorrichtung ist wie die drei vorher beschriebenen deshalb als eine verschweißte anzusprechen, weil die Norton-Schwinge bezw. das Rad a der treibenden Welle G allen Einzelvorrichtungen zugeordnet ist. Der Grund für die enge Unterteilung der Gesamtreihe in vier gleiche Teilreihen ist baulicher Natur. Es werden dadurch die Zwischenübersetzungsverhältnisse $v_1 = v_2 = v_3 = \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30}$ gleich dem Quadrat des Uebersetzungsverhältnisses der Einzelvorrichtungen $\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \cdots = \frac{24}{30}$. Indem man nun die Kraftwege der Einzelvorrichtung als einfache Uebersetzungen, die Kraftwege der Zwischenübersetzungeu aber als Doppelübersetzungen ausbildet, hat man die Möglichkeit, für alle nötigen Räder mit den beiden Radgrößen von den Zahnzahlen $z_1 = 30$ und $z_2 = 24$ auszukommen. Das ist ein erheblicher Fabrikationsgewinn. Dazu kommt, daß sich dieses Verbundgetriebe durch die Vermeidung großer Abstufungen der Räderblöcke des Norton-Getriebes ungemein niedrig baut. Die hier vorgenommene Verbindung der Räderblöcke führt freilich zu einem Mitlaufen vieler Räder unter Arbeitlast, wodurch der Wirkungsgrad der Kraftübertragung ungünstig beeinflußt wird.

Fig. 77 und 78. Stufenrädergetriebe von de Fries & Co.

Fig. 77.

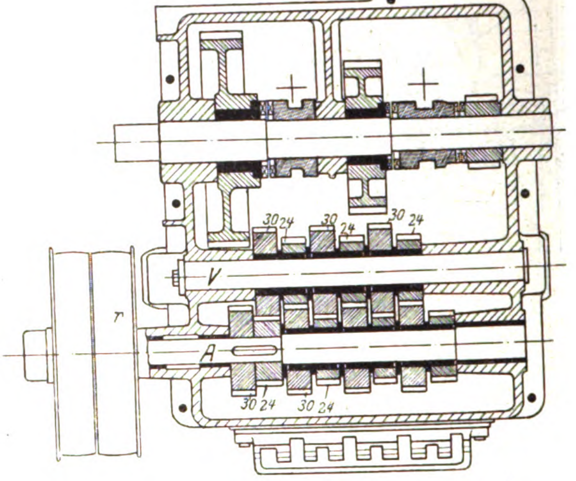
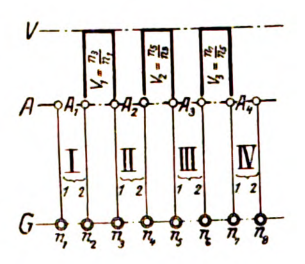


Fig. 78. Schaltplan.



[1]) Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 154 und 155.

[2]) Vergl. auch Am. Mach. 1896 S. 1083 und 1084, 1903 S. 1173; Z. 1904 S. 423.

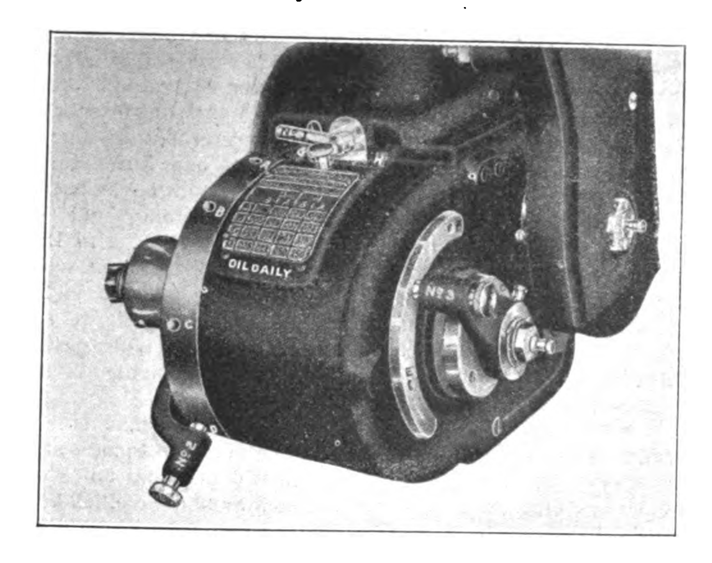
[3]) Vergl. ferner Z. 1905 S. 2027 und 2028; Z. f. W. 1905/06 S. 20; Am. Mach. 1904 S. 943, 1906 I S. 211 und 554.

Die Stufenrädergetriebe mit gepaarter Stufung.

Nach den Erfolgen, welche die gemeinschaftliche radiale Zahnkranzkupplung bei den Getrieben mit ungepaarter Stufung erzielt hatte, lag der Gedanke nahe, sie auch bei Wechselgetrieben mit gepaarten Stufenblöcken anzuwenden. Aber die Entwurfbedingungen liegen hier ungünstiger; denn die Lücken, welche die beiden entgegengesetzt abgestuften, nicht miteinander kämmenden Räderblöcke für die Arbeitlage des Zwischenrades gewähren, liegen, als Ganzes betrachtet, schräg zu den Achsen des Getriebes. Demzufolge muß die Zwischenradachse nicht nur eine Schwenkbewegung, sondern nunmehr auch eine Verschiebebewegung in der Ebene jedes Arbeitsräderpaares senkrecht zu den Achsen des Getriebes erfahren. Beide Bewegungen lassen sich zwar in einer vereinigen, wenn man die ursprüngliche Schwingachse des Zwischenrades, das in einer längsverschieblichen Gabel eingebettet ist, selbst wieder um einen geeigneten Festpunkt des Getriebegehäuses schwingen läßt. Gleichwohl

Fig. 79 bis 83. Stufenrädergetriebe für den Vorschub einer Fräsmaschine der Kempsmith Mfg. Co.

Fig. 79. Ansicht.



hat sich diese Anordnung, die eine sichere Feststellung der Gabel gegen das Getriebegehäuse gestattet, einen größeren Freundeskreis nicht erworben[1]).

In meiner Auffassung, daß die radiale Zahnkranzkupplung ihrem Wesen nach eine Gemeinschaftskupplung ist, werde ich nicht wankend bei Betrachtung eines in Fig. 79 bis 83[2]) dargestellten Stufenrädergetriebes mit gepaarter Stufung, das mit Einzelkupplungen in einer von Richards[3]) erdachten Art und Weise ausgestattet ist. Die vier Zwischenräder z_1 bis z_4 sind in den vier Ebenen der vier Arbeitsräderpaare auf besonderen Achsen in einem um G_g schwenkbaren Rahmen r so eingebaut, daß immer nur ein Räderpaar gekuppelt ist. Die Zwischenräder treten nacheinander durch den Zwischenraum der Stufenräder hindurch, und es genügt eine Teildrehung des Käfigs mittels des Hebels h_2, um ein Räderpaar außer Eingriff und das benachbarte in Eingriff zu bringen. Sobald die richtige Arbeitstellung erreicht ist, springt der Stift s des Hebels h_2 in eine der vier Rasten A, B, C, D ein und sichert die Lage des Mechanismus. In der gesuchten Einfachheit der Bedienung liegt aber auch die Schwäche des Getriebes. Denn erstens müssen die beiden Räderblöcke verhältnismäßig weit auseinander gezogen werden, und zweitens müssen beim Uebergang von z_1 nach z_4 die dazwischen liegenden Räder z_2 und z_3 nutzlos durchgekuppelt werden. Diese Durchkupplung wird bei einer Rechtsdrehung des Rahmens durch die in der Pfeilrichtung gedachte Drehung des Stufenrades auf A_g zwar noch unterstützt; bei der

Fig. 80. Durchschnitt.

Fig. 81.

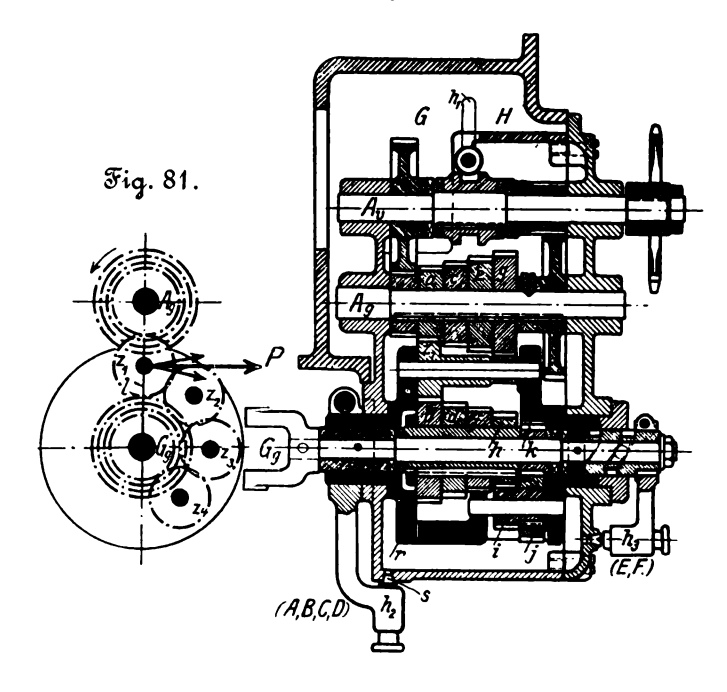


Fig. 82. Schaltplan.

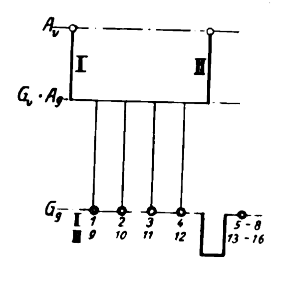


Fig. 83. Schalttafel.

Vorschub in Tausendstel von 1" auf die Spindelumdrehung.				
	G		H	
	E	F	E	F
A	4	10	29	74
B	5	13	37	94
C	6	17	47	118
D	8	22	60	150

Linksdrehung des Rahmens aber muß der Arbeiter ruckweise und gewaltsam den Hebel durchdrücken, weil jetzt das Stufenrad auf A_g die Zwischenräder nicht mehr in den Eingriff hineinzieht, sondern sie in Richtung des Zahndruckes P zurückzustoßen sucht. Ferner kann das volle Drehmoment des Rahmens $M_d = Pl$ nur durch einen Stift aufgefangen werden, weswegen von vornherein größere Kraftübertragungen unmöglich sind. Schließlich ist der Käfig, der hier zur Aufnahme der Räder i und j des doppelten Vorgeleges $\frac{h}{i}\,\frac{j}{k}$ mitbenutzt wird, wegen der zahlreichen Einzelteile und der Paßarbeit ein teueres Stück.

[1]) Am. Mach. 1904 S. 399; Mach. 1904 S. 290, 1903 S. 434, 1901 S. 257; Revue industrielle 1905 S. 143; Eng. 1905 S. 184.
[2]) Mach. 1903 S. 363.
[3]) Am. Mach. 1902 S. 788, 1904 I S. 237 E; Revue industrielle 1905 S. 101; Hermann Fischer, Die Werkzeugmaschinen, S. 165.

Ein neues Verfahren zur Nutzbarmachung der Bremsleistung eines Prüffeldes für Kraftmaschinen.

Von **E. Kaufmann.**

(Vorgetragen im Mannheimer Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

Betritt man das Prüffeld einer Maschinenfabrik, so legt man sich unwillkürlich die Fragen vor: Warum muß die Energie nutzlos in Wärme umgesetzt werden? Warum muß man die Räder derart durch Bremsen anstrengen, daß sogar häufig Beschädigungen vorkommen? Warum macht man die Energie nicht nutzbar?

Die elektrotechnischen Fabriken haben für die Prüffelder längst den Energiekreislauf eingeführt, so daß nur die Eigenverluste der einzelnen Maschinen ständig aufgebracht werden müssen. In fast allen andern Maschinenfabriken, besonders in Gasmotoren-, Kleinmaschinen- und Lokomobilfabriken, bei denen die Maschinen vor dem Versand geprüft werden, ist aber zur Belastung immer noch die Bremse im Gebrauch, obwohl die Leistung des Prüffeldes in vielen Fällen den ganzen Kraftbedarf, in allen Fällen einen großen Prozentsatz davon ausmacht. Es hat deshalb auch nicht an Versuchen gefehlt, in dieser Hinsicht Wandel zu schaffen, aber allen Verfahren hafteten erhebliche Mängel an; entweder war die Leistung nicht genügend gleichmäßig, oder es ergaben sich Anstände und Unsicherheiten im Betriebe, wodurch der Nutzen zum großen Teil hinfällig wurde.

Der scheinbar einfachste und darum auch am meisten versuchte Weg, Energie zu gewinnen, war der, die betreffende Maschine durch eine Gleichstromdynamo zu belasten, die vom Schwungrade der Maschine mittels Riemens angetrieben wurde. An den Klemmen der Dynamo konnte ohne Schwierigkeiten die Leistung nutzbar abgenommen und auch mit Ausnahme des Riemenverlustes genau bestimmt werden. Für diesen Zweck kann von den verschiedenen Gleichstromdynamos der charakteristischen Eigenschaften wegen nur die Nebenschlußmaschine Verwendung finden.

Beim Gleichstrom ist der Effekt abhängig von Spannung und Stromstärke, also:

$$A = E J;$$

J ist abhängig von der Spannung und dem Widerstand:

$$J = \frac{E}{W};$$

sind also E und W konstant, so ist auch J und folglich A konstant.

E ist weiter von der Umlaufzahl abhängig, die in den meisten Fällen von der betreffenden Antriebmaschine mit genügender Genauigkeit gehalten wird.

W stellt sich zusammen aus den Widerständen der Maschine, des Netzes und der äußeren Belastung. Der Widerstand der Maschine und der Widerstand des Netzes bleiben konstant, während die Belastung, d. h. der Energiebedarf, beständigen Schwankungen unterworfen ist, da stets Motoren, Werkzeugmaschinen usw. ein- und ausgerückt werden; mit W aber schwankt auch der Effekt A, die Belastung der stromliefernden Maschinen. Somit wird auch die Leistung der Bremsdynamo stets im Verhältnis zur Gesamtleistung den Schwankungen des Kraftbedarfes folgen, also nie konstant sein.

Diese Schwankungen lassen sich durch verschiedene Hülfsmittel, wenn auch nicht vollständig beseitigen, so doch derart vermindern, daß die Leistung der Bremsdynamo als konstant angesehen werden kann.

Zunächst kann man die Hauptmaschinen so groß wählen, daß sie alle Schwankungen mit Leichtigkeit übernehmen. Dem stehen gegenüber die Kosten der großen Maschinen und ihre geringe Wirtschaftlichkeit, weil sie zu wenig belastet sind. Anschaffungskosten und schlechter Wirkungsgrad werden die Ersparnisse des Prüffeldes verschlingen. Oder man wählt die Hauptmaschinen für den normalen Bedarf und gleicht die Schwankungen durch eine entsprechend große Akkumulatorenbatterie aus. Hiergegen sprechen die hohen Anschaffungskosten der Batterie, die geringe Lebensdauer bei starken Belastungsstößen und auch wieder der geringe Wirkungsgrad; denn von der Leistung, welche die Batterie aufnimmt, gehen stets 30 vH verloren. Hält man die Pufferwirkung der Batterie in mäßigen Grenzen, so wird dieser Verlust gegenüber dem gesamten Bedarf einen geringen Prozentsatz ausmachen, und es wäre auf diese Weise wohl eine rentable Ausnutzung des Prüffeldes möglich.

Es sprechen aber noch andre sehr wichtige Gründe gegen die Verwendung der Gleichstromdynamo.

Es ist allgemein bekannt, daß die Parallelschaltung von Gleichstrommaschinen nur dann möglich ist, wenn die Maschinen auf gleiche Spannung eingestellt sind; dazu ist ein Spannungsmesser erforderlich, der die Spannungen zu vergleichen gestattet. Ist auf gleiche Spannung eingestellt, so kann die zuzuschaltende Maschine mit dem Netz verbunden werden, übernimmt aber noch keine Leistung; dies geschieht erst durch nachträgliche Erhöhung der Spannung. So wie sich nun die Spannung des Netzes ändert, also trotz Einbaues der Pufferbatterie eine Spannungserhöhung oder -erniedrigung eintritt, was durch größere Ab- oder Zuschaltungen im Prüffelde selbst stets der Fall sein würde, ändert sich auch die Leistung der zugeschalteten Maschine, und es ist deshalb trotz Pufferbatterie beständige Regelung, also Bedienung, erforderlich. Da außerdem die Gleichstrommaschinen leicht zur Funkenbildung am Kommutator neigen und für diesen Teil eine sehr peinliche Bedienung erfordern, so ist es klar, daß sich der Betrieb umständlich und teuer gestaltet, also die Ersparnisse durch Nebenunkosten bedeutend verringert werden.

Um diese Mißstände zu beseitigen, muß man eine Maschine suchen, die in ihrer Leistung von der Spannung unabhängig ist, die weiter nicht mit dem Netz auf gleiche Spannung eingestellt zu werden braucht, und die endlich keinen Kommutator hat.

Die synchronen Wechsel- und Drehstrommaschinen können ohne weiteres übergangen werden, da sie weit schwieriger parallel zu schalten sind als die Gleichstrommaschinen. Zudem ist die Belastung nur durch Aenderung der Energiezufuhr, also z. B. bei Antrieb durch Dampfmaschinen durch Aenderung der Füllung, regelbar, was natürlich im Prüffelde fast nie angängig ist.

Die asynchrone Wechsel- und Drehstrommaschine ist bei näherer Betrachtung für den in Frage kommenden Zweck am besten geeignet.

Da die Verhältnisse für Wechsel- und Drehstrom fast vollständig gleich sind, soll nur die Drehstrommaschine weiter behandelt werden.

Eine asynchrone Drehstrommaschine ist nichts andres als der allgemein bekannte Drehstrommotor. Dieser kann nicht ohne weiteres Strom abgeben, wenn er von außen angetrieben wird, wohl aber kann er Leistung abgeben, wenn er unter Anschluß an ein Drehstromnetz mit höherer Umlaufzahl, als sie durch die Wechselzahl des Netzes bedingt ist, betrieben, wenn also seine Schlüpfung negativ wird.

Es wird bekannt sein, daß bei Drehstrombahnen in starkem Gefälle bei voll eingeschaltetem Motor die Höchstgeschwindigkeit der Ebene kaum überschritten wird; der Motor wirkt dann als Bremse und gibt Energie an das Netz zurück.

Wenn man sich diese Eigenschaft des Drehstrommotors für das Prüffeld zunutze macht, so erhält man eine Bremsdynamo, die hinsichtlich ihrer Einfachheit, Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit kaum noch zu übertreffen ist. Sie ist in ihrer Wirkungsweise von der vorhandenen Spannung unabhängig, da sich die Eigenspannung durch Induktion der Außenspannung in jeder Weise anschmiegt. Die Einschal-



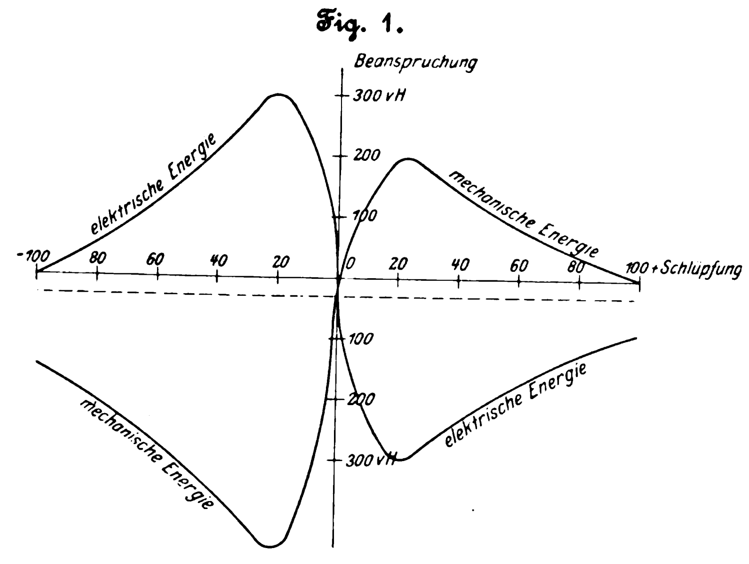
tung kann also ohne irgend welche Rücksicht auf die Spannung erfolgen, und Fehler in dieser Beziehung sind ausgeschlossen. Bei der Gleichstrommaschine ist der Kommutator beanstandet worden, der leicht zur Funkenbildung neigt und sehr geschulte Bedienung erfordert; an seine Stelle treten einfache Schleifringe, an denen Funken unter normalen Verhältnissen gar nicht vorkommen können.

Um nun die Leistungs- und Regulierfähigkeit der Maschine kennen zu lernen, haben wir ihre charakteristischen Eigenschaften näher zu untersuchen. Die Eigenschaften eines Drehstrommotors innerhalb seiner normalen Umlaufzahlen und Belastungen sind zur Genüge bekannt; außerdem hat man die Anlaufverhältnisse hinsichtlich der Stromaufnahme geprüft, aber die Verhältnisse vom Stillstand bis 100 vH über Synchronismus festzustellen, ist kaum jemandem eingefallen. Da es jedoch für den hier in Frage kommenden Zweck außerordentlich wichtig ist, die Maschine in jeder Beziehung in allen Betriebstadien genau zu kennen, habe ich einen Motor von + 100 bis — 100 vH Schlüpfung genau untersucht und bin zu sehr wertvollen Ergebnissen gekommen.

Zur näheren Erläuterung muß ich verschiedene Kurven erörtern. Zur Aufnahme dieser Kurven muß der Rotor kurzgeschlossen sein, da sich bei offener Rotorwicklung die Verhältnisse ändern.

Der Motor wurde von der normalen Umlaufzahl bis zum Stillstand abgebremst, die elektrische Energie mittels Wattmessers festgestellt und daraus unter Einschluß des Wir-

Fig. 1.



kungsgrades die mechanische errechnet. Dann wurde der Motor mittels regelbaren Gleichstrommotors von normaler Umlaufzahl aufwärts bis 100 vH über Synchronismus betrieben, die elektrische Energie wieder durch Wattmesser festgestellt und die mechanische errechnet. Es ergaben sich die Kurven Fig. 1. Diese Messungen mußten außerordentlich schnell vorgenommen werden, da der Motor durch die sehr starke Belastung (rd. das Dreifache der normalen) gefährdet war. Infolgedessen ist kein Anspruch auf absolute Genauigkeit zu erheben, immerhin aber geben die Kurven sehr wichtige Aufschlüsse.

Verfolgt man die Kurven, so sieht man, daß bei + 100 vH Schlüpfung, also bei Stillstand, schon elektrische Energie zugeführt werden muß. Ihr Betrag steigt dann mit der Umlaufzahl, erreicht bei rd. 20 vH Schlüpfung seinen höchsten Wert und fällt bei Synchronismus auf den Wert null. Bei Steigerung der Umlaufzahl über den Synchronismus ändert sich das Vorzeichen, es wird elektrische Energie abgegeben, deren Betrag wieder bei rd. 20 vH Schlupf über Synchronismus seinen größten Wert in gleicher Höhe wie vorher erreicht und dann bis — 100 vH Schlupf auf null sinkt. Die mechanische Energie nimmt dem Zuge nach fast den gleichen Verlauf. Sie hat bei Stillstand den Wert null, steigt dann auf ihren Höchstbetrag, der naturgemäß unter dem der elektrischen Energie bleibt, da der Wirkungsgrad des Motors in Abzug kommt, fällt bei Synchronismus auf null, geht in ein weit höheres negatives Maximum über und fällt dann bei — 100 vH Schlüpfung auf einen Betrag, der den mechanischen und elektrischen Verlusten des Motors bei dieser Umlaufzahl entspricht. Die Kurven sagen nun, welche Ansprüche an die Maschinen gestellt werden können. Für die Wirkung als Bremsdynamo kommt nur der Teil von 0 bis 20 vH negativer Schlüpfung in Betracht. Die Maschine kann bis zum Dreifachen der normalen Leistung elektrisch beansprucht werden, vermag also einschließlich Wirkungsgrad eine außerordentlich hohe mechanische Energie aufzunehmen. Die normale Leistung wird schon bei rd. 5 vH Schlupf abgegeben und steigt dann ziemlich proportional der Umlaufzahl bis zu ihrem Größtwert. Falls die Wechselzahl des Netzes konstant ist, und das ist fast überall der Fall, ist die Leistung nur von der Umlaufzahl abhängig. Es wäre also die Leistung nur durch die Umlaufzahl zu regeln. Da aber die Umlaufzahl der zu bremsenden Maschine in sehr engen Grenzen konstant bleiben muß, ist ein andres Reguliermittel zu suchen, oder die Maschine ist unbrauchbar. Nun läßt sich bekanntlich die Umlaufzahl eines Drehstrommotors durch Einschalten von Widerständen in den Rotor beliebig regeln; allerdings fällt hierbei der Wirkungsgrad fast proportional der Umlaufzahl. Wenn sich nun mit Hülfe von Widerständen im Rotor positive Schlüpfung erzeugen läßt, so muß sich bei negativer Schlüpfung auf die gleiche Weise die Leistung verringern lassen. Schaltet man einen unendlich großen Widerstand in den Rotor, d. h. wird die Wicklung geöffnet, so nimmt der Motor bei jeder Umlaufzahl nur den Magnetisierstrom auf, wie aus der punktierten Geraden in Fig. 1 zu ersehen ist. Daraus geht hervor, daß durch Verringerung des Widerstandes bis zum Kurzschluß jeder einzelne Punkt zwischen dieser Linie und dem Höchstwert zu erreichen ist, sofern man die Umlaufzahl auf rd. 20 vH negativem Schlupf festlegt. Ich habe vorhin erwähnt, daß der Wirkungsgrad durch Einschalten von Widerstand in den Rotor proportional der Umlaufzahl vermindert wird. Der Motor gibt aber bei — 5 vH Schlupf bereits seine volle Leistung bei höchstem Wirkungsgrad und bei rd. — 10 vH Schlupf fast das Doppelte ab. Da nun die doppelte Leistung nur auf kurze Zeit zulässig ist, wird man sie einfach als die größte Leistung der zu prüfenden Maschine annehmen. Man setzt die Umlaufzahl auf — 10 vH Schlupf fest und arbeitet dann im ungünstigsten Falle mit 5 vH geringerem Wirkungsgrad, also anstatt mit 90 vH mit 85 vH.

Wir haben also jetzt eine in jeder Beziehung vorzügliche Bremsmaschine. Der Betrieb ist der denkbar einfachste, und Fehler sind fast ausgeschlossen. Zur Messung der Bremsleistung ist nur ein Wattmesser erforderlich. Um die genaue Leistung der zu prüfenden Maschine zu erhalten, hat man die Angabe des Wattmessers nur durch den augenblicklichen Wirkungsgrad der Dynamo zu dividieren. Der Wirkungsgrad ist durch die augenblickliche Umlaufzahl festgelegt und kann nach Messung der Umlaufzahl mittels Tachometers aus einer Zahlentafel abgelesen werden. Ich habe bei meiner Firma eine derartige Bremsstation für Lokomobilen eingerichtet und dabei Tabellen aufgestellt, die aus Umlaufzahl- und Wattmesserangaben unmittelbar die Leistung der Lokomobile in PS abzulesen gestatten. Nicht mitgemessen wird der Wirkungsgrad der Riemenübertragung, der je nach den Verhältnissen mit 2 bis 3 vH in Anrechnung gebracht wird. Kontrollversuche mit der Bremse haben Unterschiede von 0,5 bis 1 vH ergeben. Da die Dampfverbrauchzahlen immer mit Spielraum angegeben werden, so fällt dieser geringe Unterschied kaum ins Gewicht. Es ist mir auf diese Weise gelungen, die ganze Leistung des Prüffeldes, die häufig über 500 PS beträgt, mit einem Durchschnittswirkungsgrad von 80 vH nutzbar zu machen. Die amtlichen Abnahmen müssen allerdings noch mit der Bremse ausgeführt werden, da die betreffenden Stellen immer noch Zweifel in die Riemenübertragung setzen.

Abgesehen von dem Vorteil der Kraftausnutzung werden bei dieser Bremsung die Maschinen geschont. Ein jeder wird wissen, wie die Räder durch die Bremsen mitgenommen werden und welche Mengen Oel und Wasser vergeudet werden, um die Räder kalt zu halten. Der ganze schmutzige Betrieb

fällt bei Anwendung der Dynamo fort. Die Belastung ist durchaus gleichmäßig; bei Schwankungen der Leistung des Prüffeldes um 2- bis 300 PS ist bei den im Betriebe befindlichen Maschinen kaum eine Bewegung der Zeiger am Wattmesser zu merken. Auch ist es ohne weiteres möglich, die betreffenden Maschinen plötzlich zu be- und zu entlasten und so ihre Regulierung zu prüfen, was bei der Bremse und auch bei der Gleichstrommaschine gar nicht angängig ist.

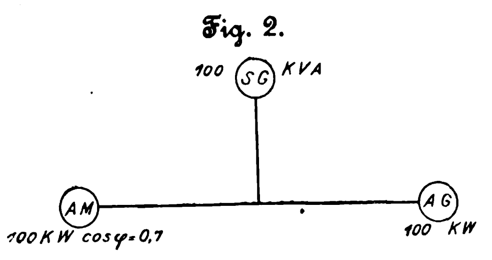
Nach diesem Loblied ist es aber auch notwendig, die eine, aber auch die einzige Schattenseite dieses Bremsverfahrens etwas zu beleuchten.

Der Effekt des Wechselstromes ist von dem Faktor $\cos\varphi$ abhängig, und dieser Faktor kann hier ganz außerordentliche Schwierigkeiten bereiten. Ein asynchroner Generator kann, wie schon vorher bemerkt, nicht selbständig Strom erzeugen; er muß an ein Stromnetz angeschlossen sein und erhält aus diesem seinen Magnetisierstrom, wie die punktierte Gerade andeutet; aber nicht das allein, er verlangt noch mehr.

Unter dem Einfluß der Phasenverschiebung setzt sich der Wechselstrom zusammen aus dem Wattstrom, also dem arbeitleistenden, und dem wattlosen Strom, der keine Arbeit leistet und keine verzehrt. Wattstrom und wattloser Strom liegen unter einem Winkel von 90°. Beide vereinigen sich zu dem scheinbaren Strom, den ein in die Leitung eingeschalteter Amperemesser anzeigt. Aus den Angaben des Wattmessers und des Amperemessers läßt sich der Faktor $\cos\varphi$ leicht berechnen.

Der asynchrone Generator kann keinen wattlosen Strom aufbringen, sondern nimmt ihn im Verhältnis seiner Phasenverschiebung aus dem Netz auf und erhöht infolgedessen die scheinbare Leistung der Synchronmaschine, während er sie vom Wattstrom entlastet.

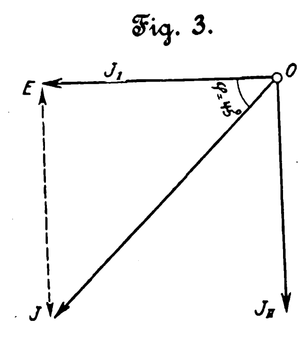
Fig. 2.



SG Synchrongenerator *AM* Asynchronmotor
AG Asynchrongenerator

Beträgt nun z. B. die Phasenverschiebung 45°, also $\cos\varphi = 0{,}7$, und liefert ein Asynchrongenerator den gesamten Wattstrom (vergl. die Schaltung Fig. 2), dann läuft der Synchrongenerator leer, hat aber eine scheinbare Leistung von 100 vH des Wattstromes aufzubringen. Der Beweis dieser Behauptung ist leicht.

Fig. 3.



Angenommen, J habe gegen E eine Verschiebung von 45° und $0J$, Fig. 3, stelle den scheinbaren Strom dar, so ist die Projektion von $0J$ auf $0E = J_I$ der Wattstrom. Der wattlose Strom hat 90° Verschiebung gegen den Wattstrom, also ergibt die Projektion von $0J$ nach der andern Richtung J_{II} den wattlosen Strom.

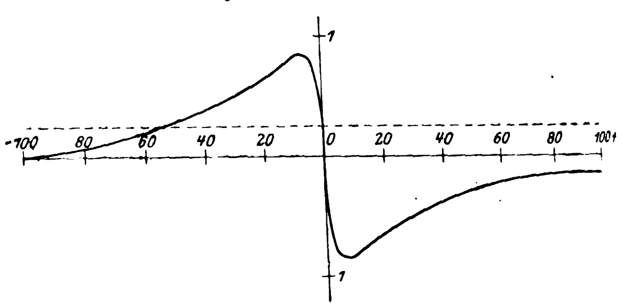
$$J_I = J\cos\varphi;\quad J_{II} = J\sin\varphi;$$
$$\cos 45^\circ = \sin 45^\circ,$$
$$J_I = J_{II}.$$

Dieses Verhältnis wird natürlich noch viel ungünstiger für $\cos\varphi < 0{,}7$, was sehr leicht vorkommt, wenn die Maschinen mit geringer Last arbeiten. Dann kann der wattlose Strom leicht 200 und mehr vH des von den Asynchrongeneratoren gelieferten Wattstromes betragen (bei $\cos\varphi = 0{,}50$ 170 vH, bei $\cos\varphi = 0{,}45$ 200 vH). Das kann zu sehr starker Stromüberlastung im Synchrongenerator und bei Transformatoren zu einer großen Gefahr für diese werden, da starke Erwärmungen die Folge sind.

Die Kurve für $\cos\varphi$, Fig. 4, zeigt, daß diese Größe bei gering belasteter Maschine sehr niedrige Werte annehmen kann.

Aber auch hier gibt es sehr einfache Gegenmittel, die natürlich stets von den vorliegenden Verhältnissen abhängen. Für meinen Fall habe ich eine sehr schöne Lösung anwenden können. Die gesamte elektrische Anlage bestand aus 6 Lokomobilen mit entsprechenden Gleichstrommaschinen von je 250 PS und 2 Lokomobilen mit entsprechenden Drehstrommaschinen von je 250 PS; es standen also rd. 1500 PS Gleichstrom und 500 PS Drehstrom zur Verfügung. In der Bremsstation waren sehr starke Schwankungen zu erwarten,

Fig. 4. Kurve für $\cos\varphi$.



denn es mußte zum mindesten eine der größten Maschinen von rd. 300 PS augenblicklich aus- und auch eingerückt werden dürfen. Diese Schwankungen von ± 300 PS waren natürlich mit 500 PS Drehstrom nicht zu bewältigen. Ich habe deshalb die beiden Anlagen durch einen Umformer miteinander verbunden. Dieser Umformer kann Schwankungen von 250 PS aufnehmen und verteilt somit die fraglichen 300 PS auf 8 Maschinen, anstatt sie den zwei Maschinen zu überlassen. Es kommen demnach jetzt auf jede Maschine noch 300 : 8 = 38 PS, die natürlich spielend bewältigt werden können. Der Umformer besteht aus einer synchronen Drehstrommaschine von 175 KVA und 2 entsprechenden Gleichstrommaschinen. Unter normalen Verhältnissen erfolgt die Einstellung so, daß nach beiden Seiten keine Leistung abgegeben wird, also aus beiden Netzen nur der Leerlaufstrom für den Maschinensatz entnommen wird. Hierzu sind nur etwa 12 PS erforderlich. Eine leerlaufende Synchronmaschine ist aber, gleichgültig ob sie im Augenblick als Motor oder als Generator arbeitet, ohne weiteres imstande, wattlosen Strom bis zu ihrer vollen Strombelastung, hier also 175 KVA, abzugeben. Diesen wattlosen Strom brauche ich zum Ausgleich der durch die Bremsstation hervorgerufenen Phasenverschiebung. Da der Umformer ziemlich schwere Massen enthält, wirkt er noch außerordentlich beruhigend auf die vorkommenden Schwankungen und verwandelt die Stöße in langsames Ansteigen oder Abfallen der Leistungen. Nebenbei bemerkt hat der Umformer noch einen weiteren sehr großen Vorteil. Bei Betriebstörungen an irgend einer Maschine kann die erforderliche Mehrleistung auf alle andern in beiden Netzen liegenden Maschinen gleichmäßig verteilt werden, so daß der Ausfall kaum noch von Bedeutung ist. Es ist also allen in Frage kommenden Verhältnissen Rechnung getragen.

Es gibt noch eine große Zahl andrer Lösungen, die, wie schon vorher bemerkt, von den vorliegenden Verhältnissen abhängig sind.

Ich hoffe, durch meine Ausführungen Anregungen zu Ersparnissen für manchen Betrieb gegeben zu haben, und weise auch noch die jetzt recht in Blüte stehende Automobilindustrie darauf hin, daß für sie auf diesem Gebiete ziemlich Bedeutendes zu holen ist.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 18. April 1907.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 15. Februar 1907.

Vorsitzender: Hr. Dietrich. Schriftführer: Hr. Pahde.

Anwesend 35 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Füllner berichtet über die Petition in der Angelegenheit der Technischen Hochschule Breslau, den Empfang und die Aufnahme beim Kultus- und beim Finanzminister und bemerkt, daß ein günstiges Ergebnis zu hoffen sei. Es wird beschlossen, die Petition dem Landtag zu übersenden.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten berichtet Hr. Fränkel über den jetzigen Stand der elektrischen Schnellzuglokomotiven, woran sich ein Meinungsaustausch anschließt.

Am 23. Februar begann Hr. Dr. Freymark, Syndikus der Handelskammer zu Breslau, seine Vorträge über Grundzüge des modernen Geld- und Kreditwesens.

Wesen und Bedeutung des Kredits.

Die Ermittlung des Entwicklungsganges, der von den Völkern bei ihrem Aufsteigen von niederen Stufen der Kultur zu höheren verfolgt wird, ist eine Aufgabe, die die Wissenschaft von jeher eingehend beschäftigt hat. Die Feststellung einer allgemein gültigen Aufeinanderfolge der verschiedenen Wirtschaftsstufen ist nicht nur von geschichtlicher Bedeutung, sondern auch für die Kenntnis der tatsächlichen Wirtschaftsverhältnisse sowie der wechselseitigen Beziehungen von Landesteilen und Ländern mit verschiedener wirtschaftlicher Entwicklung von Wichtigkeit und schließlich auch geeignet, für die Wirtschaftspolitik Fingerzeige zu geben.

Der erste derartige Versuch, den Gang der wirtschaftlichen Entwicklung zu bestimmen, ist von Friedrich List gemacht worden; danach gibt es 5 Wirtschaftstufen: Jagd und Fischerei, Viehzucht, Ackerbau, Ackerbau in Verbindung mit Manufakturen, wozu schließlich noch in der fünften Stufe der Handel hinzutritt. Diese Theorie wird durch eine Reihe von Vorgängen aus der Geschichte bestätigt, jedoch auch durch eine Reihe andrer Beobachtungen widerlegt. Einen wesentlichen Fortschritt in der Erkenntnis stellt eine andre Theorie dar, wonach die geschlossene Hauswirtschaft die erste, die geschlossene Stadtwirtschaft die zweite Stufe ist, worauf schließlich als dritte Stufe die Volkswirtschaft folgt. In der ersten Stufe tritt nur die Familie als Wirtschaftskörper auf; der Bedarf der Hauswirtschaft wird nur durch die Arbeit der Familienangehörigen gedeckt. Im Laufe der Zeit entwickelt sich eine gewisse Arbeitsteilung, doch nur innerhalb der Familie, deren Kreis allerdings durch Hörige, Leibeigene usw. oft sehr erweitert wird. Ein Güteraustausch mit andern Wirtschaftssubjekten findet nur hinsichtlich einiger weniger notwendiger, jedoch nicht selbst erzeugbarer Gegenstände, wie Salz, Gewürze usw. statt, die durch Hingabe eigener Erzeugnisse eingetauscht werden, und zwar von Angehörigen höher stehender Völker. Im Laufe der Zeit entwickelt sich eine weitergehende Arbeitsteilung, doch nur zwischen der Stadt und dem umliegenden Lande, die zusammen eine Wirtschaftseinheit bilden. Das Land bringt landwirtschaftliche Erzeugnisse hervor, die Stadt gewerbliche, und beide tauschen sie auf dem Markte gegeneinander aus. Mit andern Wirtschaftskörpern findet ein Verkehr im allgemeinen nicht statt. Nur hinsichtlich fremder Artikel, wie Salz, Gewürze, Webwaren usw., findet ein größerer Handelsverkehr statt, und es entwickeln sich Handelsplätze, zum Teil von großer Bedeutung (z. B. im Mittelalter in Deutschland), die sich die Vermittlung dieses Verkehrs zur Aufgabe machen. Diese Wirtschaftsform beherrschte den größeren Teil des Mittelalters und wurde in Deutschland durch die politische Zerrissenheit gefördert. Später entwickelten sich die einzelnen kleinen Staaten zu größeren Staatengebilden, und in gleicher Weise fallen auch die Grenzen im wirtschaftlichen Verkehr. Die Arbeitsteilung nimmt zwischen den einzelnen Stadtwirtschaften zu; ein jeder kann seine Erzeugnisse absetzen, wo es ihm beliebt. Das Monopol der Beherrschung des örtlichen Marktes durch die Einheimischen fällt; die Stadtwirtschaft wird zur Volkswirtschaft, und die Entwicklung der Technik und der Verkehrsmittel zieht die Grenzen der einzelnen Wirtschaftsgebiete immer weiter, bis sich schließlich die Volkswirtschaften zu einer Weltwirtschaft vereinigen. Diese Theorie gewährt wertvolle Einblicke in die wirtschaftliche Entwicklung, läßt jedoch eine Reihe von Erscheinungen ungelöst und wird besonders in ihrer Geltung für gewisse Zeiträume der Geschichte bezweifelt.

Von andern Gesichtspunkten geht eine dritte Theorie aus, die wohl am weitesten verbreitet ist. Nach ihr vollzieht sich die wirtschaftliche Entwicklung von der Natural- zur Geld- und schließlich zur Kreditwirtschaft. In der Zeit der Naturalwirtschaft deckt jede Wirtschaftsgemeinschaft anfänglich ihren gesamten Bedarf an Gütern selbst durch eigene Tätigkeit. Allmählich entwickeln sich Beziehungen zwischen den einzelnen Wirtschaftsgemeinschaften; doch vollzieht sich der Verkehr lediglich auf dem Wege des Tausches. Auch fremde Dienstleistungen werden durch Naturalien, durch Ueberweisung von Grund und Boden oder deren Nutzung entlohnt. Das Geld ist unbekannt. Zu einer Aufsparung der Waren fehlt jeder Anreiz; auch ist sie zumeist nicht möglich. Alles wird möglichst bald aufgezehrt. Die Folge ist, daß der Mensch von der Natur abhängig ist. Der Besitzer des Grundes und Bodens gewinnt die Herrschaft über die für ihn tätigen Arbeitskräfte und macht sie zu Hörigen. Die Beamten, die mit Grund und Boden belohnt werden, werden zu Vasallen des Staates, und es erwächst auf diesem Boden der Lehns- und Feudalstaat.

Das Aufkommen des Geldes führt eine völlige Umwälzung herbei. Das Geld wird allgemeines Zahl- und Tauschmittel, ist aber auch als Sparmittel sehr geeignet. Jetzt wird es möglich, den Ueberfluß eines Zeitraumes aufzuspeichern, wodurch die Wirtschaft planvoll gestaltet und der Vorsorge für die Zukunft ein immer größerer Einfluß eingeräumt wird. Der Anreiz zu regerer wirtschaftlicher Tätigkeit wird gegeben. Der Arbeiter wird, wie der Beamte, in Geld entlohnt und gewinnt dadurch seine Selbständigkeit. Der Staat kann sich größere Mittel durch Steuern beschaffen und seinen Machtbereich immer weiter ausdehnen.

Eine weitere Vervollkommnung erfährt die Volkswirtschaft dann, wenn zu dem Gelde der Kredit hinzutritt; den Leistungen in der Gegenwart werden dadurch nicht sogleich entsprechende Gegenleistungen, sondern nur Verpflichtungen und Forderungen auf entsprechende Gegenleistungen in der Zukunft gegenübergestellt. Die Gütererzeugung wird so ungemein gefördert. Die Entwicklung vom Klein- zum Großbetriebe wird erleichtert, die Arbeitsteilung nimmt immer mehr zu. Es entwickelt sich die kapitalistische Produktionsweise. Der Wohlstand verbreitet sich mehr und mehr und erstreckt sich auch auf die arbeitenden Klassen. Diese streben eine immer größere Berücksichtigung an, und die Vorherrschaft des Besitzes des Grundes und Bodens schwindet. Diese Theorie, die zwar nur an eine Seite der wirtschaftlichen Tätigkeit anknüpft, ist zur Aufklärung aller wirtschaftlichen, sozialen und politischen Verhältnisse von großem Werte.

Wir finden uns in dem Beginn der Periode der Kreditwirtschaft. Noch spielt der Geldverkehr, d. h. der Austausch einer Leistung gegen eine andre Zug um Zug, eine große Rolle. Doch schon hat der Kreditverkehr das Uebergewicht erlangt und gibt dem gesamten Wirtschaftsleben sein Gepräge. Die moderne Volkswirtschaft wäre ohne den Kreditverkehr undenkbar. Der Staat nimmt Kredit in Anspruch ebenso wie Private, letztere um sich Gebrauchgegenstände zu beschaffen (Konsumtivkredit). Der Landwirt nimmt Kredit für den Ankauf des Grundes und Bodens durch Aufnahme von Hypotheken in Anspruch, ebenso aber auch zum Betriebe, sei es daß er notwendige Bedarfgegenstände gegen Wechsel kauft, oder daß er sich von der Bank Kredit geben läßt, oder daß er Waren verpfändet. Die industriellen Unternehmungen nehmen zur Anlage Kredit durch Ausgabe von Aktien oder Obligationen und zum Betrieb in den gleichen Formen wie der Landwirt in Anspruch. Schließlich erstreckt sich der Kredit bis in den Kleinverkehr hinein. Aber auch wenn jemand Geld anlegen will, muß er Kreditgeschäfte eingehen, sei es daß er sich Anleihen oder Hypotheken oder Aktien kauft, oder daß er sein Geld bei einer Bank hinterlegt. Der Kreditverkehr stellt somit einen kunstvollen Bau dar, bei dem die verschiedenen Glieder einander stützen und halten.

Dem Kredit fällt eine Reihe wichtiger Obliegenheiten zu. Das Kapital wird durch ihn aus den Händen der Personen, die es wirtschaftlich nicht selbst verwenden können, wie Beamte, Witwen, Rentner usw., in die Hände derer geleitet, die es bei ihrer wirtschaftlichen Tätigkeit nutzbringend verwerten

können. Selbst kleine Summen, die gesondert einer wirtschaftlichen Tätigkeit nicht dienstbar gemacht werden könnten, werden dadurch zusammengefaßt und können der Volkswirtschaft wertvolle Dienste leisten. Die Ersparnisse von kleinen Leuten und die augenblicklich nicht erforderlichen Betriebsmittel der Unternehmer werden durch Hinterlegung bei Sparkassen, Banken usw. einer volkswirtschaftlichen Verwendung zugeführt. Dadurch werden die gesamten wirtschaftlichen Kräfte wesentlich gefördert. Durch die Zusammenfassung von kleineren Kapitalien zu größeren werden die Großbetriebe ermöglicht; ist doch der Eisenbahnbau hauptsächlich in der Form von Aktiengesellschaften zu seiner späteren Ausdehnung gebracht worden. Selbst die wirtschaftliche Tätigkeit von Staat und Gemeinde beruht zum großen Teil auf der Inanspruchnahme von Kredit. Eine weitere wichtige Tätigkeit fällt dem Kredit bei der Zahlungsvermittlung zu. Kreditmittel führen eine wesentliche Ersparnis und Erleichterung des Zahlungsverkehrs herbei, der, wenn er lediglich auf die Münzen angewiesen wäre, bei großen Summen außerordentlich große Umständlichkeiten und Kosten bei der Auszahlung und Verwendung zu überwinden hätte. Die Milliardenzahlung Frankreichs an das Deutsche Reich wurde nur zum kleinsten Teile in der Form von Münzen, zum größten Teile durch Kreditmittel bewirkt. Im internationalen Verkehr ist überhaupt das wichtigste Zahlungsmittel der Wechsel, also ein Kreditmittel. Fast $^9/_{10}$ aller Umsätze werden durch Kreditmittel vollzogen, und es müßte, falls sie nicht vorhanden wären, eine Anzahl von Milliarden zur Beschaffung von Münzen aufgewendet werden, die jetzt in der Volkswirtschaft produktiv tätig sein können.

Diesen segensreichen Wirkungen des Kredits stehen allerdings auch gewisse Nachteile gegenüber, die besonders darin bestehen, daß leicht der Anreiz zur Ueberspannung der Kräfte gegeben wird. Doch verschwinden sie gegenüber den Vorteilen, und es muß nur dahin gewirkt werden, die etwa erwachsenden Gefahren nach Möglichkeit zu beseitigen.

Entsprechend den verschiedenen Arten der wirtschaftlichen Betätigung sind die Arten des Kredites sehr verschieden. Hier soll von dem kurzfristigen Kredit, wie er der Betätigung von Handel und Industrie eigentümlich ist, gesprochen werden. Die Zentralstellen des Kreditverkehrs sind im modernen Wirtschaftsleben die Banken. Sie werden treffend mit dem Herzen verglichen, das die Aufgabe hat, das Blut in alle Teile des Körpers zu treiben und neues Leben hervorzubringen. Die wichtigsten Aufgaben der Banken sind, abgesehen von dem Gebiete des eigentlichen Zahlungsverkehrs: den Geldumlauf zu regeln, durch Kreditoperationen Geld da aufzunehmen, wo es im laufenden Betriebe keine Verwendung findet, und es dahin zu leiten, wo Bedarf vorliegt. Die Geschäfte der Banken lassen sich, je nachdem die Banken Kredit nehmen oder geben, in Passiv- und Aktivgeschäfte teilen; von den ersteren sind die wichtigsten das Notengeschäft, das Depositengeschäft nebst dem Giro- und Scheckverkehr, von den zweiten die Gewährung von Kredit in laufender Rechnung, das Lombard- und das Wechselgeschäft.

Von den Passivgeschäften wird das Notengeschäft, das eine ganz besondere Rolle einnimmt, an andrer Stelle besprochen werden, ebenso auch der Depositenverkehr nebst dem Giro- und Scheckverkehr. Das Depositengeschäft ist im allgemeinen das wichtigste Passivgeschäft der Banken. Auf dem Wege des Depositenverkehrs nehmen die Banken Geld zur Aufbewahrung, auch zur Verzinsung und zwischenzeitlichen Verwertung im eigenen Betriebe an. Die Depositen sind zum Teil sofort zurückzahlbar, zum Teil gewissen, meist kurzen Kündigungsfristen unterworfen. Je nach der Kündigungsfrist ist die Verzinsung verschieden, und tägliches Geld, das jederzeit ohne Kündigung zurückgefordert werden kann, unterliegt dem geringsten Zinsfuße. Manche Banken gewähren überhaupt keine Zinsen, besonders die Reichsbank, die dafür die Verwaltung des hinterlegten Kapitals, besonders auf dem Gebiete des Giro- und Scheckverkehres, übernimmt. Da die Depositen erst nach einiger Zeit und in der Regel nur zum Teil zurückgefordert werden, und auch andre wieder hinzukommen, können die Banken diese Einlagen in der Zwischenzeit zur Gewährung von Kreditgeschäften verwenden, die natürlich gleichfalls kurzfristig sein müssen. Für die Volkswirtschaft ist der Depositenverkehr von größter Wichtigkeit, da dadurch die sonst vorübergehend brachliegenden Kapitalien einer volkswirtschaftlichen Verwendung zugeführt werden und somit die wirtschaftliche Tätigkeit befruchtet wird. Eine besondere Bedeutung hat der Depositenverkehr in der Verbindung mit dem Giro- und Scheckverkehr erlangt.

Von den Aktivgeschäften der Banken ist zu erwähnen der Verkehr in laufender Rechnung. Dieser besteht in der Eröffnung eines Kredits seitens einer Bank an einen Kunden, der dann auf dieses Guthaben zieht. Diese Form ist besonders dann von Bedeutung, wenn bei dem Kunden der Geldeingang häufig nicht mit dem Geldbedarf übereinstimmt. Der Kunde kann über den ihm gewährten Kredit in beliebigen Beträgen, zu beliebigen Zeiten und in verschiedener Form verfügen und in gleicher Weise beliebige Rückzahlungen machen. Demnächst kommt das Lombardgeschäft in Betracht, das die Gewährung von Kredit durch Hinterlegung und Verpfändung von Wertgegenständen aller Art bedeutet. Das wichtigste Aktivgeschäft ist aber das Wechselgeschäft.

Der Wechsel ist eine unter einem besondern Rechte stehende, an bestimmte formelle Bestimmungen geknüpfte, leicht übertragbare und schnell realisierbare Beurkundung eines Schuldverhältnisses. Eine geringere Rolle spielt im geschäftlichen Leben der sogenannte eigene Wechsel, in dem sich der Aussteller verpflichtet, eine bestimmte Summe zu einer bestimmten Zeit an einem Ort an jemand zu zahlen. Viel wichtiger ist der gezogene Wechsel oder die Tratte. Diese ist eine wechselmäßige Urkunde, in welcher der Aussteller (Trassant) einen andern, den Bezogenen (Trassat) beauftragt, einem Dritten (Remittent) eine bestimmte Summe zu einer bestimmten Zeit an einem bestimmten Orte zu zahlen. Diese Art des Wechsels stellt sich als ein Zahlungsauftrag dar, für dessen Ausführung der Aussteller wechselmäßig haftet. Durch das Wechselrecht ist eine Reihe von Forderungen aufgestellt worden, welche erfüllt werden müssen, wenn der Wechsel nach Wechselrecht behandelt werden soll. Jeder Inhaber eines Wechsels ist berechtigt, von dem Bezogenen die Annahme zu verlangen und, falls diese nicht erfolgt, Protest erheben zu lassen. Die Annahme (Akzeptierung) wird durch Unterschrift des Namens vollzogen, und erst dadurch wird der Bezogene wechselmäßig verpflichtet. Der Remittent kann den Wechsel durch eine mit seiner Unterschrift versehene schriftliche Erklärung (Indossement genannt) weiter an einen andern übertragen und dieser wiederum auf die gleiche Weise an einen andern usw.

Je nach den Orten der Zahlung werden Platz-, Versand-, Domizilwechsel und Devisen (ausländische Wechsel) unterschieden. Eine wichtige Unterscheidung ist die nach der Dauer der Laufzeit. Wichtig sind auch für die Beurteilung des Wechsels seine Herkunft und sein Zweck, ob er aus einem Warengeschäft herrührt oder dem Zwecke der Geldbeschaffung dient. Eine besondere hervorragende Klasse bilden die sogen. bankfähigen Wechsel, d. h. solche, die von der Reichsbank angekauft werden. Diese müssen außer der Erfüllung der gesetzlichen Vorschriften und verschiedenen andern Erfordernissen vor allem drei, mindestens zwei Unterschriften als zahlungsfähig bekannter Personen oder Firmen aufweisen, müssen aus reellen Warengeschäften herrühren und dürfen höchstens drei Monate Laufzeit haben.

Der Wechsel erfüllt am sichersten die bei der Gewährung eines Kredites aufzustellenden Forderungen, daß der Verpflichtete zahlen will, kann und muß. Er stellt eine Urkunde dar, die gegen den Verpflichteten leicht vollzogen werden kann. Die Wechselstrenge, die Einreden des Verpflichteten nicht zuläßt, falls der Wechsel ordnungsgemäß ist, zwingt den Aussteller gleichzeitig, darauf Bedacht zu nehmen, daß er wirklich zahlen kann. Der Gläubiger, der seine Forderungen durch Wechsel beglichen erhält, kann sie durch Weitergabe, durch Diskontierung leicht einlösen. Der Wechsel ist somit das wichtigste Kreditmittel geworden, ohne das der gesamte wirtschaftliche Verkehr undenkbar wäre. Dadurch aber ist er zugleich auch eines der wichtigsten Zahlungsmittel geworden; sind doch bei uns im Lauf eines Jahres ungefähr 40 Milliarden ℳ Wechsel im Umlauf, und zwar zu jedem Zeitpunkt ungefähr 4 Milliarden, während der gesamte Münzbetrag sich kaum höher stellt.

Der Wechselverkehr läuft bei den Banken zusammen, die Wechselkredit in verschiedener Form gewähren, sei es, daß sie Wechsel ankaufen, d. h. diskontieren, sei es, daß sie auf Wechsel Vorschuß nehmen, sei es, daß sie Bürgschaft leisten, oder daß sie ihre Kunden auf sich ziehen lassen usw. Die Zentralstelle für den Wechselverkehr ist aber die Reichsbank, welche die an sie gelangenden Wechsel nicht weitergibt, sondern bei sich bis zum Verfalltage zurückbehält. Sie ist daher die letzte Stelle, an die sich die andern Banken wenden müssen, wenn sie selbst den auf Wechsel gegebenen Kredit wieder flüssig machen müssen. Die Reichsbank hat daher für den Wechselverkehr eine ausschlaggebende Bedeutung und nimmt somit für den gesamten Kreditverkehr eine bestimmende Stellung ein.

Für alle am Wechselverkehr beteiligten Kreise ist natürlich der Wechselzinsfuß (Diskont) von höchster Bedeutung, und es sollen im Folgenden die Gründe für seine Bestimmung näher dargelegt werden. Bei dem maßgebenden Einfluß, den

die Reichsbank vermöge ihrer ganzen Stellung darauf ausübt, ist es aber zunächst erforderlich, die wichtigsten Aufgaben der Reichsbank auseinanderzusetzen.

Die Reichsbank und ihre wichtigsten Aufgaben.

Die Reichsbank, der Grundpfeiler des deutschen Geld- und Kreditwesens, steht ihrer Ausgestaltung nach in der Mitte zwischen einem Staats- und einem Privatunternehmen. Das Grundkapital, das sich gegenwärtig auf 180 Mill. ℳ beläuft, mithin geringer ist als das mancher Privatbanken (z. B. der Deutschen Bank mit 200 Mill. ℳ), ist von Privaten aufgebracht und zerfällt in eine Reihe von Anteilen. Der Ertrag fließt aber nur zum Teil den Anteileignern, zum Teil dem Reich zu. Von dem Ertrage wird zunächst an die Anteileigner eine Dividende von 3½ vH verteilt, von dem Ueberschuß fließen 20 vH dem Reservefonds zu, und der Rest entfällt zu ¼ an die Anteileigner, zu ¾ an das Reich. Insgesamt flossen den Anteileignern zu: 1906 18 Mill. ℳ (8,22 vH Dividende), 1905 11 Mill. ℳ (6,15 vH Dividende), während dem Reich 34 bezw. 14½ Mill. ℳ zufielen. Außerdem erhielt das Reich 1906 3¾ Mill. an Notensteuer für den über 450 Mill. ℳ hinausgehenden Betrag von ausgegebenen Noten. Die Anteileigner haben ihre Vertretung vor allem in der Generalversammlung und in dem Zentralausschuß. Diese Organe haben zwar über manche Angelegenheiten zu entscheiden, jedoch bei den wichtigsten Angelegenheiten nur eine beratende, keine beschließende Stimme; vielmehr ist die Verwaltung der Reichsbank, die von Reichsbeamten, dem Direktorium, nach den Anweisungen und unter Verantwortung des Reichskanzlers geführt wird, bei den wichtigsten Maßnahmen völlig selbständig. Den allgemeinen staatlichen und volkswirtschaftlichen Rücksichten ist daher bei der Verwaltung der Reichsbank ein entscheidender Einfluß gesichert. Die Reichsbank hat das Gebiet des Deutschen Reiches mit einem Netze von Zweiganstalten überspannt. Gegenwärtig gibt es 19 Hauptstellen, 70 Stellen, 367 Nebenstellen, wozu noch 13 Warendepots treten; dadurch ist den Interessenten in allen Gebieten des Reiches Gelegenheit geboten, ohne Schwierigkeiten mit der Reichsbank in Verbindung zu treten.

Die Geschäfte, die der Reichsbank gestattet sind, sind durch Gesetz umschrieben. Die Reichsbank darf im wesentlichen folgende Geschäfte machen: Gold und Silber kaufen und verkaufen, Wechsel ankaufen, Darlehen auf Lombard geben, Effekten vom Staat und öffentlichen Körperschaften kaufen und verkaufen, Inkassos besorgen, für fremde Rechnung Effekten kaufen und verkaufen, Depositen annehmen und Noten ausgeben. Diese Geschäfte liegen zum Teil auf dem Gebiete des Geld-, zum Teil des Kreditverkehrs. Nur solche Kreditgeschäfte sind der Reichsbank gestattet, welche kurzfristig sind und ihr stets eine schnelle Erfüllung ihrer Verbindlichkeiten ermöglichen. Von den Kreditgeschäften sind die wichtigsten das Wechsel- und Lombardgeschäft als Aktiv-, und das Noten- und Depositengeschäft als Passivgeschäfte. Von den der Reichsbank gestellten Aufgaben sind zwei besonders hervorzuheben: die Regelung des Geldverkehrs und die Sicherstellung der Währung, sowie die Stützung des kurzfristigen Kreditverkehrs.

Zur Veranschaulichung der ersten Aufgabe, der Regelung des Geldverkehrs und der Sicherstellung der Währung, ist es nötig, zunächst Begriff und Wesen von Geld und Währung näher zu erörtern. Geld ist ein Gut, welches die Aufgabe hat, als allgemeines Tausch- und Zahlmittel zu dienen. In den verschiedenen Zeiten haben die verschiedensten Gegenstände als Geld gedient. Ein Gegenstand, der diese Aufgabe erfüllen soll, muß aber bestimmte Vorbedingungen aufweisen: er muß einen allgemein anerkannten Wert haben, damit er überall gern genommen wird, verhältnismäßig wertvoll sein, damit er ohne zu große Umständlichkeiten versandt werden kann, beliebig teilbar sein, damit er als Tauschmittel für Gegenstände von dem verschiedensten Werte dienen kann, und schließlich leicht aufbewahrt werden können, ohne an Wert zu verlieren. Diese Vorbedingungen werden am vollkommensten von den Metallen und vornehmlich von den Edelmetallen erfüllt. Währung wird das Geld insoweit genannt, als es gesetzliches Zahlmittel ist. Bei uns sind die Goldmünzen gesetzliches Zahlmittel; in ihnen ist der Schuldner verpflichtet, alle Zahlungen zu leisten, der Gläubiger, sie anzunehmen. Daneben dienten in beschränktem Umfange noch die alten Taler als gesetzliches Zahlmittel; doch ist der Vorrat gegenüber den Goldmünzen nur ganz verschwindend.

Alle andern Geldsorten und -ersatzmittel sind nicht gesetzliches Zahlmittel, vor allem nicht die Scheidemünzen: die Silber-, Nickel- und Kupfermünzen. Man ist nur verpflichtet, von den silbernen Scheidemünzen höchstens 20 ℳ, von den Nickel- und Kupfermünzen höchstens 1 ℳ bei Zahlungen anzunehmen, doch sind die Reichskassen verflichtet, sie unbeschränkt in Zahlung zu nehmen, und die Reichsbank außerdem, sie gegen Währungsgeld umzutauschen. Ebensowenig sind die Reichskassenscheine, die insgesamt in Höhe von 120 Mill. ℳ ausgegeben worden sind und früher in Stücken von Fünf-, Zwanzig- und Fünfzigmarkscheinen, jetzt nur noch von Fünf- und Zehnmarkscheinen umlaufen, gesetzliches Zahlmittel. Die Reichskassenscheine sind Anweisungen auf die Kasse des Reiches ohne Zwangskurs, die von den Reichskassen angenommen und von der Reichsbank außerdem in Währungsgeld umgetauscht werden müssen. Des weiteren sind auch die Banknoten, die bisher in Scheinen von 100, 500 und 1000 ℳ, seit dem letzten Jahr auch von 20 und 50 ℳ ausgegeben werden (anstatt der eingezogenen, früher auf diese kleineren Beträge lautenden Reichskassenscheine), kein gesetzliches Zahlmittel. Nur die Reichsbank ist zu ihrer Annahme und Einlösung verflichtet, und auch eine Reihe von Staatskassen nimmt sie in Zahlung. Bei den Geldersatzmitteln, z. B. Wechseln und Schecks, versteht es sich von selbst, daß ihnen nicht der Charakter eines gesetzlichen Zahlmittels innewohnt. Das Deutsche Reich hat somit Goldwährung, die gegenwärtig noch in Rücksicht auf den geringen Talervorrat als hinkend bezeichnet, in Kürze jedoch völlig rein sein wird, und hat damit einen Zustand erreicht, wie er in andern Ländern, z. B England, seit langem besteht und von den meisten übrigen Ländern angestrebt wird.

Bei der deutschen Goldwährung ist der Wert, der den Währungsmünzen beigelegt wird, ein reeller, d. h. er entspricht dem Edelmetallwert der betreffenden Münzen. Ein Zwanzigmarkstück hat einen Edelmetallwert von 20 ℳ; doch ist dabei die Prägegebühr, der »Schlagschatz«, zu berücksichtigen, die auf 1 Pfd. Feingold = 1395 ℳ 3 ℳ beträgt, sowie das zulässige Fehlgewicht, das »Remedium«, das 2 vH ausmacht. Die Uebereinstimmung des Wertes der Münze mit dem des Edelmetalles wird durch die sogenannte freie Ausprägung gewährleistet; ein jeder kann sich in den Münzen auf eigene Rechnung 1 Pfd. Feingold in Goldmünzen in Höhe von 1395 ℳ (abzüglich des Schlagschatzes) ausprägen lassen. Tatsächlich jedoch ist diese Ausprägung bei der Reichsbank zentralisiert. Diese Gewährleistung der Vollwertigkeit der Münzen ist von größter Wichtigkeit. Eine unterwertige Münze würde nur Kreditmittel sein und nur solange den Nennwert aufrecht erhalten können, als der Staat dies vermöge seines Ansehens durchsetzen kann. Bei schwindendem Vertrauen würde man der Münze nicht mehr den Nennwert beimessen, sondern ihn entsprechend herabsetzen. Das bedeutet eine Minderung der Kaufkraft der Münze. Soweit aber vollwertige und unterwertige Münzen nebeneinander bestehen, würden die vollwertigen gegenüber den unterwertigen nur mit Aufgeld abgegeben werden, wie die Erfahrungen stets gezeigt haben. Besonders im internationalen Verkehr wird der Wert der Münze nur nach dem Edelmetallwert bemessen. Wenn der Edelmetallgehalt vermindert würde, würde der internationale Verkehr darauf mit einer Verringerung des Kurses der Münzen antworten. Die Vollwertigkeit der Münzen bezieht sich jedoch bei uns nur auf die Goldmünzen, dagegen nicht auf die Taler, die aus diesem Grunde zur Einziehung gelangen, und auch nicht auf die Scheidemünzen. Der Grund hierfür liegt in dem Sinken des Silberwertes, der sich früher zu dem des Goldwertes auf 1 zu 15½ stellte, jetzt jedoch sich nur auf 1 zu 34 beläuft. Die silbernen Scheidemünzen haben daher nicht die Hälfte des Nennwertes. Doch ist diese Unterwertigkeit deshalb weniger bedenklich, weil die Scheidemünzen nicht gesetzliches Zahlmittel sind, nur in beschränktem Umfang ausgegeben werden (bis zu einem Höchstbetrage von 15 ℳ auf den Kopf der Bevölkerung) und von den Reichskassen jederzeit gegen Goldmünzen eingetauscht werden müssen.

Der Goldwährung steht vornehmlich die Silberwährung, die Vorgängerin unsrer Goldwährung, sowie die Doppelwährung gegenüber, die gegenwärtig vornehmlich in den Ländern der lateinischen Münzkonvention: Frankreich, Italien, der Schweiz und Belgien, besteht. Alle Zahlungen können in jenen Ländern nach Belieben in silbernen oder goldenen Währungsmünzen beglichen werden. Dabei haben sich gewisse Uebelstände ergeben. Infolge des Sinkens des Silberpreises sind die silbernen Münzen nicht mehr vollwertig, und der Gläubiger erhält daher in diesen Münzen nicht einen entsprechenden wirklichen Wert. Unter diesen Umständen hat sich die reine Doppelwährung nicht aufrecht erhalten lassen, als deren Voraussetzung die Erlaubnis der freien Ausprägung auf Kosten Privater in den Münzen anzunehmen ist. Bei dem Sinken des Silberwertes würde es bei Aufrechterhaltung der freien Ausprägung sehr vorteilhaft sein, Silber ausprägen zu lassen. Die Folge würde sein, daß der Verkehr mit Silber übersättigt und das Gold aus dem freien Verkehr gezogen

werden würde; denn die schlechtere Währung verdrängt die bessere. Das müßte auf die Dauer zu völligen Umwälzungen führen. Den Silbermünzen würde nur ein geringerer Wert beizumessen und das Goldgeld nur mit Aufgeld zu haben sein. Infolge dieser Umstände hat sich nach dem Sinken des Silberwertes die freie Ausprägung von Silbermünzen nicht aufrecht erhalten lassen: sie wurde aufgehoben, was eine Beseitigung der Doppelwährung bedeutet. Der Staat kann in jenen Ländern zwar durch Beschränkung der Silberausprägung die aus der Unterwertigkeit der silbernen Münzen entspringenden Gefahren mildern, doch ist eine Währung mit unterwertigen Silbermünzen weniger sicher als unsre Goldwährung. Infolge dieser Erfahrungen ist eine Doppelwährung nach dem Muster der französischen nicht das Ideal, und die Befürworter der Doppelwährung sind daher im allgemeinen nur noch für eine internationale Vertrags-Doppelwährung, bei welcher ihrer Ansicht nach das Ansehen sämtlicher Staaten groß genug sein würde, um ein gleichbleibendes Wertverhältnis der beiden Edelmetalle zu gewährleisten.

Außer diesen Währungsformen ist besonders noch die Papierwährung zu erwähnen. Bei ihr ist lediglich das Papiergeld gesetzliches Zahlmittel und die Aufrechterhaltung des beigelegten Wertes nur dem Ansehen des Staates zu verdanken. Schwindet das Vertrauen, so sinkt der Wert des Papiergeldes, d. h. die Preise der Waren steigen, oder aber die nebenher etwa noch in Umlauf befindlichen vollwertigen Münzen sind nur noch mit Aufgeld zu haben, wie es beispielsweise in Rußland früher der Fall war. Eine reine Papierwährung ist häufigen Wertschwankungen unterworfen und daher nach Möglichkeit zu vermeiden; nur unter dem Druck größter Not haben sich die Staaten zu dieser Währungsform treiben lassen.

Das Geld hat die Aufgabe, als allgemeines Zahl- und Tauschmittel zu dienen; ferner soll es aber auch allgemeiner Wertmaßstab sein. Nur ein solcher Gegenstand kann als Wertmaßstab für alle Waren dienen, welcher selbst möglichst wenig Schwankungen unterworfen ist. Diese Voraussetzung trifft bei dem Edelmetall in weit höherem Grad als bei allen andern Waren zu; das Edelmetall ist seit Jahrtausenden aufgespeichert, und die Schwankungen in Angebot und Nachfrage eines einzelnen Jahres verschwinden daher im Verhältnis zu den gesamten Vorräten. Die Kaufkraft des Edelmetalles ist aber fortwährenden Schwankungen unterworfen; seit einer Reihe von Jahrzehnten haben wir bis auf die neueste Zeit ein Sinken der Warenpreise, d. h. ein Steigen der Kaufkraft des Geldes, in den letzten Jahren jedoch ein Steigen der Warenpreise, d. h. eine Minderung der Kaufkraft des Geldes zu verzeichnen. Preisveränderungen der Waren können auf verschiedenen Ursachen beruhen. Einmal können sie auf Veränderungen in der Erzeugung und im Absatz der Waren zurückzuführen sein; Verbesserungen der Beförderungsmittel, technische Erfindungen usw. haben einen Rückgang der Warenpreise zur Folge. Anderseits führt eine übermäßig gesteigerte Nachfrage zu Preiserhöhungen. Diese Gründe sind für die Preisschwankungen in der letzten Zeit vor allem maßgebend gewesen. Der Grund für Preisänderungen kann aber auch darin liegen, daß sich der Wert des Währungsmetalles verändert. Dies kann vor allem dann erfolgen, wenn die Ausbeute durch Entdeckung neuer Fundstätten eine gewaltige Vermehrung erfährt, hinter der die Nachfrage zurückbleibt, wie z. B. nach der Entdeckung Amerikas infolge des sich über die alte Welt ergießenden Stromes von Edelmetallen ein Preissturz erfolgte. Eine Erhöhung des Edelmetallwertes aber kann dadurch eintreten, daß das Angebot hinter der Nachfrage wesentlich zurückbleibt. Die bimetallistische Theorie beruht vor allem auf der Auffassung, daß der Uebergang Deutschlands und einer Reihe andrer Staaten in den letzten Jahrzehnten zur Goldwährung eine wesentliche Verstärkung der Nachfrage nach Gold und mithin eine Verteuerung dieses Metalles, d. h. ein Herabgehen der Preise der Waren zur Folge hatte — eine Annahme, welche nicht als begründet erscheint, da sich die Golderzeugung gleichzeitig gewaltig ausgedehnt hat und für absehbare Zeiten einer wesentlich vergrößerten Nachfrage genügen wird. Soweit die Preisveränderungen der Waren durch Aenderungen in der Herstellung oder im Vertrieb begründet sind, werden sie im allgemeinen als gesund zu erachten sein, wenn sie für die beteiligten Kreise auch vielfach unangenehme Wirkungen haben; soweit sie aber in Veränderungen des Wertes des Edelmetalles begründet sind, sind sie wesentlich ungünstiger zu beurteilen; denn diese Preisveränderungen führen zu Verschiebungen und vielleicht zu Erschütterungen im Wirtschaftsleben. Preiserhöhungen kommen allerdings den Produzenten, die für ihre Erzeugnisse mehr erhalten, zugute und regen die wirtschaftliche Tätigkeit an, beeinträchtigen jedoch alle die, welche feste Geldeinnahmen haben (besonders Beamte, Rentner, Arbeiter usw.), die sich für ihre Einnahmen nicht mehr dieselbe Menge Güter wie bisher beschaffen können. Ein Hinabgehen der Preise kommt den zuletzt genannten Kreisen der Bevölkerung zugute, schädigt aber die Produzenten; ganz besonders werden dadurch Kreise betroffen wie die Landwirte, welche bestimmte Zinszahlungen zu leisten haben und mithin für die Begleichung einer und derselben Summe größere Mengen von Waren hingeben müssen. Diese Veränderungen können zu großen Störungen führen, und es ist daher erforderlich, daß Wertschwankungen des Währungsmetalles auf ein möglichst kleines Maß beschränkt bleiben.

Damit das Geld seine Aufgabe als Zahl- und Tauschmittel erfüllen kann, muß es in hinreichenden Mengen vorhanden sein; um als zuverlässiger Wertmaßstab dienen zu können, darf es selbst im Werte nicht großen Schwankungen ausgesetzt sein. Diese Vorbedingungen sind die wichtigsten Erfordernisse bei dem modernen Geld- und Währungswesen. Zur Mitwirkung bei ihrer Erfüllung ist die Reichsbank berufen. Die erstere Aufgabe kommt ihr überwiegend zu; die zweite ist allerdings hauptsächlich Sache der Gesetzgebung, doch bedient sich diese dabei der Reichsbank als ihres Werkzeuges. Welche Mittel die Reichsbank dafür benutzt, wird später zu erörtern sein.

Zu dieser Aufgabe der Reichsbank, den Geldumlauf zu regeln und für Aufrechterhaltung der Währung zu sorgen, kommt als zweite die hinzu, den Grundpfeiler für den Kreditverkehr zu bilden, soweit es sich um kurzfristigen Kredit handelt, der Handel und Industrie eigentümlich ist. Die Reichsbank diskontiert bankfähige Wechsel; zum Grundpfeiler des Wechselverkehrs wird sie aber dadurch, daß sie von ihr angekaufte Wechsel nicht weitergibt und außerdem allen an sie herantretenden Kreditansprüchen genügt, soweit die gestellten Forderungen erfüllt sind. Zur Erfüllung dieser Aufgabe dienen der Reichsbank zunächst das Anlagekapital und die Depositen. Beide jedoch reichen noch nicht aus; denn das Kapital kann nicht auf einen Beitrag erhöht werden, der eine Befriedigung aller Ansprüche, auch zu Zeiten stärkerer Anspannung des Kredites, gewährleistet. Die Kreditansprüche sind schon in normalen Zeiten, je nach der Jahreszeit und dem Datum, verschieden; in Zeiten wirtschaftlicher Stockung gehen sie zurück, in Zeiten des Aufschwunges wachsen sie lawinenartig an, wie z. B. der gesamte Wechselverkehr der Reichsbank von 7 Milliarden ℳ 1902 auf mehr als 10 Milliarden 1906 gestiegen ist. Ebensowenig passen sich die Depositen den Schwankungen des Kreditbedarfes an. Die Reichsbank bedarf einer weiteren Handhabe zur beliebigen Vermehrung ihrer Mittel, und diese ist ihr in dem Rechte der Notenausgabe gegeben. Die Reichsbank ist eine Notenbank, und das wichtigste Passivgeschäft ist die Notenausgabe.

Eine Note ist eine Zahlungsanweisung der Bank auf sich selbst, ein Schuldschein, in dem sich die Bank verpflichtet, den angegebenen Betrag dem Vorzeiger in Währungsgeld auszuzahlen. Die Reichsbank kann jedem Kreditbedarf dadurch entsprechen, daß sie die Notenpresse in Bewegung setzt und die ihr zum Ankauf angebotenen Wechsel in Noten bezahlt. Nur an zwei Grenzen ist sie bei der Notenausgabe gebunden. Wenn sie mehr als 450 Millionen ℳ in Noten ausgibt, muß sie an das Reich eine Steuer von 5 vH für den überschießenden Betrag entrichten, und ferner darf sie nur dreimal soviel Noten ausgeben, als sie Währungsmetall und -geld in ihrem Bestande hat. Die Note selbst hat keinen wirklichen Wert, sondern ist lediglich ein Kreditmittel, das man nur solange annimmt, als man das Vertrauen zu ihrer Einlösung durch die Bank hegt. Die Note ist daher nicht gesetzliches Zahlmittel und muß anderseits von der Reichsbank bei Vorzeigung in Währungsgeld eingelöst werden. Dadurch wird dem Verkehr Sicherheit dafür geboten, daß ihm nicht ein wertloser Gegenstand aufgedrängt wird und daß die Note ihren vollen Nennwert behält. Die Note ist somit völlig verschieden vom Papiergeld, welches gesetzliches Zahlungsmittel ist und Zwangskurs zu haben pflegt. Sie ist dem Wesen nach auch von den Reichskassenscheinen verschieden, wenn sich auch die Unterschiede in der Wirklichkeit verwischen. Um die Einlösung der Noten sicherzustellen, muß die Reichsbank für genügende Vorräte an Währungsmetall sorgen. Eine volle Deckung der Noten in Währungsmetall ist der Reichsbank nicht möglich, da sie sich bei stärkeren Ansprüchen nicht eine entsprechende Menge von Edelmetall verschaffen kann. Von Wissenschaft und Praxis ist es daher gebilligt worden, daß sie nur einen Teil, und zwar nach den gesetzlichen Bestimmungen nur den dritten Teil der ausgegebenen Noten, in Währungsmetall (wobei ohne Folgerichtigkeit auch die Reichskassenscheine und die Noten andrer Banken in Anrechnung gebracht werden dürfen) gedeckt halten

muß. Tatsächlich ist die Deckung stets wesentlich größer; sie muß es auch sein, wenn die Bank plötzlich gesteigerten Ansprüchen genügen will. Die Bereithaltung der hinreichenden Barmittel in der Höhe von 1/3 der ausgegebenen Noten genügt nach den gemachten Erfahrungen völlig, da ein großer Teil der Noten bei der Einlösung der Wechsel ständig wieder in die Reichsbank zurückfließt, und gewährleistet die Einlösbarkeit der Noten. Dank den Noten wird die Reichsbank in den Stand gesetzt, der Volkswirtschaft in guten Zeiten als eine Förderin, in schlechten Zeiten als ein Rückhalt zu dienen. In guten Zeiten kann sie der Geschäftswelt Mittel zur Betätigung ihres Unternehmungsgeistes zur Verfügung stellen; in schlechten Zeiten, in denen viele Forderungen nicht eingehen, die Waren zum Teil unverkauft bleiben, der Kredit von den Bankiers vielleicht beschnitten wird, kann sie durch Ausgabe von Noten über den toten Punkt vorläufig hinweghelfen. Die Noten haben für die Volkswirtschaft eine weitere wichtige Bedeutung dadurch erlangt, daß sie Bargeld ersparen.

Die Reichsbank ist nicht die einzige Notenbank im Deutschen Reich; neben ihr bestehen noch 5 andre, die jedoch an Bedeutung völlig in den Hintergrund treten.

Bücherschau.

Landwirtschaftliche Maschinen und Geräte zur Bodenbearbeitung, Düngung, Saat und Pflege der Pflanzen. Von Dipl.-Ing. E. Wrobel. Mit 140 Fig. im Text. Preis 3,20 *M.*

Als neunzehnter Band der von der Verlagsbuchhandlung Dr. Max Jänecke, Hannover, herausgegebenen »Bibliothek der gesamten Technik« wendet sich das klar und leicht verständlich geschriebene Buch in gleicher Weise an den Landwirt, der die Maschinen benutzen soll, wie an den Ingenieur, der sie entwirft oder eine Einführung in das genannte Gebiet sucht. Es wird nicht nur eine kurze Beschreibung der neueren Pflüge und sonstigen Bodenbearbeitungsgeräte (Kultivatoren, Eggen, Walzen), der Düngerstreumaschinen, Säe- und Hackmaschinen gegeben, sondern der Verfasser, der jahrelang Gelegenheit hatte, die Entwicklung des Baues landwirtschaftlicher Maschinen zu verfolgen, und dem zugleich land- und forstwirtschaftliche Betriebe nicht fremd sind, ist mit Erfolg bemüht gewesen, den Techniker in die Bedingungen der Kultur des Bodens und des Wachstums der Nutzpflanzen einzuführen und dem Landwirt den Zweck und die Wirkungsweise der Maschinen nach den Grundsätzen der neueren Ackerbaulehre zu erläutern. In dieser Beziehung besonders hervorzuheben sind beispielsweise diejenigen Kapitel, die das Messer, das Schar und das Streichbrett (Wendevorrichtung) am Pfluge, sowie die Einstellung des Zughakens bei Pflügen und Kultivatoren behandeln, und die Erörterungen darüber, wie und wie tief zu wenden und unterzupflügen ist, ob Gespann- oder Maschinenpflüge zweckmäßig sind, und ob nur die Oberschicht zu wenden und der Untergrund zu lockern ist. Mit Recht wird davor gewarnt, an falscher Stelle »Tiefkultur« einführen zu wollen, da hierdurch unter Umständen toter Boden heraufgeholt wird und die fruchtbare Ackerkrume in solche Tiefe hinuntergebracht werden kann, daß die den Ackerbau belebenden und seine Ertragfähigkeit wesentlich bedingenden (z. B. in Wiesen und im Torfboden fast ganz fehlenden) Mikroorganismen absterben.

Das Buch ist in gleicher Weise dem Studierenden der landwirtschaftlichen Fach- und Hochschulen wie dem praktischen Landwirt und dem Studierenden des entsprechenden Zweiges an technischen Schulen und Hochschulen warm zu empfehlen.

Ein zweiter Teil, der die Maschinen zur Bearbeitung der geernteten Erzeugnisse (Mähmaschinen, Kartoffel- und Rübenerntemaschinen, Dreschmaschinen usw.) behandeln wird, ist in Vorbereitung. W. Treptow.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Lexikon der gesamten Technik und ihrer Hülfswissenschaften. Von Otto Lueger. 2. Aufl. 5. Bd.: »Haustenne« bis »Kupplungen«. Stuttgart und Leipzig 1907, Deutsche Verlagsanstalt. 800 S. mit vielen Figuren. Preis 30 *M.*

Im Bauingenieurwesen bringt Band V gegenüber der ersten Auflage in den Artikeln Kanalisation der Städte und Ortschaften, Kehrichtverbrennung, Kiesfang, Kläranlagen usw. Neuerungen und belangreiche Erweiterungen, insbesondere auch hinsichtlich der Abbildungen. Auch die Artikel aus dem Eisenbahnbau haben wesentliche Vervollständigungen erfahren. Die größten Fortschritte sind auf dem Gebiete des Maschineningenieurwesens zu verzeichnen. Dementsprechend sind auch im 5. Bande nach dieser Richtung zahlreiche neue Stichworte aufgenommen worden, unter welchen wir hervorheben: Heißdampfmaschinen, Hinterdrehvorrichtungen, Holzfräsmaschinen, Kabel, Keilnutenherstellung, Kielplattenbiegemaschinen, Koks und Koksöfen, Kondensationswasserrückleiter, Kraftgas, Krane für Massentransport, Kugeldrehen u. a. Wesentlich erweitert sind gegenüber der ersten Auflage die Abhandlungen über Hobel, Hobelmaschine, Kältemaschine, Kesselhaus. Ebenso anregend sind die sozialpolitischen Abhandlungen über Hülfskassen, höhere Gewalt, Invalidenversicherung, Kinderschutz und Koalitionsrecht sowie der Artikel über Industrieausstellungen.

Sammlung berg- und hüttenmännischer Abhandlungen. Kattowitz 1907, Gebr. Böhm. Heft 9: Die Abbaumethoden des Leobener Braunkohlenrevieres. Von Gustav Ryba. 89 S. mit 4 Fig und 9 Taf. Preis 4 *M.*

Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Heft 8: Die Tone und ihre Verwendung für den Hüttenbetrieb. Von A. Rzehulka. 48 S. Preis 1 *M.*

Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Heft 10: Beiträge zur Geschichte des Berg- und Hüttenbetriebes im Unterharz unter spezieller Berücksichtigung des »Rammelsberger Bergbaues« und der »Frau Marien-Saiger-Hütte« zu Oker im Harz. Von E. Wilczek. 14 S. Preis 0,80 *M.*

Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Heft 11: Der Spülversatz. 72 S. mit 2 Taf. Preis 2,40 *M.*

Unveränderter Abdruck der im Jahre 1904 im Selbstverlage des Oberschlesischen Berg- und Hüttenmännischen Vereines erschienenen und inzwischen vergriffenen Aufsatz-Sammlung.

Heft 12: Mitteilungen über den niederrheinisch-westfälischen Steinkohlenbergbau. 19 S. mit 8 Fig. im Text und 1 farbigen Tafel.

Sonderabdruck aus der Berg- und Hüttenmännischen Rundschau.

Rechentafel. Nebst Sammlung häufig gebrauchter Zahlenwerte. Von Dr.-Ing. H. Zimmermann. 5. Aufl. Berlin 1907, Wilhelm Ernst & Sohn. 34 S. mit Text und 204 S. Zahlentafeln. Preis 5 *M.*

Die Rechentafeln, die gewissermaßen ein erweitertes großes Einmaleins bilden, dem am Fuße jeder Seite noch die Quadrat- und Kubikzahlen, die Quadrat- und Kubikwurzeln, die Kreisbogenlängen und Kreisinhalte, die reziproken Werte und Logarithmen angereiht sind, sind neben den Logarithmentafeln, dem Rechenschieber und der Rechenmaschine ein wertvolles Hülfsmittel für den Ingenieur und haben vor jenen eine Reihe von Vorteilen, die ihre weite Verbreitung rechtfertigen.

Hülfsbuch für Elektropraktiker. Von W. Fuhrmann und C. Erfurth. 6. Aufl. 2 Bände. Leipzig 1907, Hachmeister & Thal. 535 S. mit 482 Fig. Preis 4,50 *M.*

Der erste Band behandelt eingehend und leicht verständlich die Schwachstromtechnik in allen ihren Anwendungen: Elemente, Leitungen, Telegraphie, Telephonie, elektrische Uhren, Minen- und Motorzündung, Blitzableiter usw. Der zweite Band enthält alles Wichtige für Starkstrombetrieb, Kraftübertragung und elektrische Beleuchtungstechnik. Dabei sind auch die neuesten Erfahrungen, Anwendungen und Schaltungen gebührend berücksichtigt worden. Ebenso sind im Anhang die Vorschriften, Normalien und Tabellen nach den Beschlüssen des letzten Verbandstages aufgeführt.

Meyers Großes Konversations-Lexikon. Ein Nachschlagewerk des allgemeinen Wissens. 6. Aufl. 17. Bd.: »Rio« bis »Schönebeck«. Leipzig und Wien 1907, Bibliographisches Institut. 952 S. mit vielen Abbildungen und Tafeln. Preis 10 *M.*

Groß ist die Zahl der technischen Beiträge, aus denen wir in erster Linie die Artikel »Schiff« (mit 3 Tafeln), »Schiffsarten«, »Schiffbau« (mit je 2 Tafeln), »Schiffahrzeuge der Naturvölker« und »Schiffshebewerke« herausgreifen. Hervorzuheben sind ferner der Artikel »Schnellpressen«, die Darstellung der Schokoladenfabrikation und der Beitrag über Schlacht- und Viehhöfe.



Bibliothek für soziale Medizin, Hygiene und Medizinalstatistik und der Grenzgebiete von Volkswirtschaft, Medizin und Technik. Herausgegeben von Dr. R. Lennhoff. Nr. 1: Internationale Uebersicht über Gewerbehygiene. Nach den Berichten der Gewerbeinspektionen der Kulturländer. Von Dr. E. J. Neißer. Berlin 1907, Gutenberg Druckerei und Verlag A.-G. 352 S. mit 3 Figurentafeln. Preis 10,50 *M*.

Einige Weltprobleme. V. Teil: Erdendämmerung. Vergangene und künftige Katastrophen. Von Th. Newest (Hanz Goldzier). Wien 1907, Karl Konegen (Ernst Stülpnagel). 133 S. Preis 2,50 *M*.

Sehr anziehend ist die Schilderung der Entstehung des Paradieses am Nordpol und der durch Eiszeiten getrennten vulkanischen Katastrophen und Ueberschwemmungen des bestehenden Festlandes mit darauffolgendem neuem Leben, welches wiederum in einer Eiszeit zugrunde geht, bis sich die Erde, weiterer Zusammenziehung und Wärmeentwicklung nicht mehr fähig, infolge der bei jeder Schrumpfung schnelleren Achsendrehung durch Fliehkraft auflöst und in das Weltall zerstäubt.

Grundriß des Maschinenbaues. Von E. Immerschitt. 8. Bd.: Die Maschinenelemente. Von K. Laudien. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 210 S. mit 536 Fig. Preis 6,20 *M*.

Spezialisierung im Maschinenbau. Vortrag von Kommerzienrat Joh. Klein, Frankenthal (Rheinpfalz), gehalten am 20. Februar 1907 im Mannheimer Bezirksverein deutscher Ingenieure. Selbstverlag. 35 S.

Die vom Verfasser auf seinen weiten Reisen gesammelten und in einer Broschüre niedergelegten Erfahrungen werden manchem Ingenieur von großem Interesse und Nutzen sein. Das mit vielen Abbildungen ausgestattete Heft wird vom Verfasser kostenlos versandt.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. 3. Teil: Der Wasserbau. 4. Aufl. 7. Bd.: Landwirtschaftlicher Wasserbau einschl. Deichbau, Deichschleusen und Fischteiche. Bearbeitet von J. Spöttle, J. Wey und P. Gerhardt. Herausgegeben von Fr. Kreuter. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 224 S. mit 229 Fig. und 2 Tabellen. Preis 8 *M*.

Der eingeschlossene Lichtbogen bei Gleichstrom. Von Dr.-Ing. Karl Stockhausen. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 210 S. mit 59 Fig. und 4 Taf. Preis 6 *M*.

Uebersichtkarte der Bergwerke im rheinisch-westfälischen Industriebezirk. Von F. Trautmann. 2. Aufl. Dortmund 1907, Koeppensche Buchhandlung (Hans Hornung). 2 Karten mit einem Verzeichnis der Steinkohlenbergwerke des Ruhrbezirkes. Preis 6 *M*.

Sammlung Göschen. Bd. 340 und 341: Mechanische Technologie. Teil I: Formgebung auf Grund der Gießbarkeit und Bildsamkeit. Teil II: Formgebung auf Grund der Teilbarkeit und durch Zusammenfügen. Von A. Lüdicke. Leipzig 1907, G. J. Göschensche Verlagsbuchhandlung. 234 S. mit 217 Fig. Preis des Bandes 0,80 *M*.

Die leichten und billigen Motorwagen. Von Paul M. C. Fladrich. Mit einer Einleitung von Dr. Karl Dieterich-Helfenberg. Berlin 1907, Boll & Pickardt. 196 S. mit 164 Fig. Preis 3 *M*.

Uhlands Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. I. Bd. II. Teil 2. Abt.: Hebemaschinen. Von P. Diederich. Berlin 1907, W. & S. Loewenthal. 230 S. mit 186 Fig. Preis 6 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Beleuchtung. Heim, Carl. Gas oder Elektrizität? Eine zeitgemäße Betrachtung zur Beleuchtungsfrage. Vortrag. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 0,90 *M*.

Bergbau. Die königl. Bergakademie zu Clausthal. Ihre Geschichte und ihre Neubauten. Festschrift zur Einweihung der Neubauten am 14., 15. und 16. Mai 1907. Leipzig 1907. Clausthal, H. Uppenborn. Preis 7,50 *M*.

— Lemberg, Heinr. Die Steinkohlenzechen des niederrheinisch-westfälischen Industriebezirks, des Aachener Bezirks und des Saargebiets, der Pfalz und von Elsaß-Lothringen sowie die Braunkohlengruben des rheinischen Braunkohlengebiets. Ausgabe 1907. 12. Aufl. Dortmund 1907. Krüger. Preis 3 *M*.

— Maucher, Wilh. Leitfaden für den Geologie-Unterricht an Berg- und Hüttenschulen. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 2,50 *M*.

— Maucher, Wilh. Die sächsischen Erz- und Kohlenvorkommen. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 1 *M*.

— Maurice, W. Electric blasting apparatus and explosives. London 1907. »Electrician«. Preis 10 *M*.

— Pütz, Otto. Das Spülversatzverfahren. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 2 *M*.

Brennstoffe. Analyses of Britisch coals and coke, and the charasteristic of the chief coal seams worked in the British isles. London 1907. Chichester Press. Preis 12 *M*.

Chemische Industrie. Bibliothek der gesamten Technik. Bd. 47: Schipmann, W. Aus der Praxis eines Glashüttenfachmannes. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 1,20 *M*.

— Escard, Jean. Le verre et sa fabrication au four électrique. Grenoble 1907. Gratier & Rey. Preis 3,50 *M*.

— de La Coux, H. L'eau dans l'industrie. 2. Aufl. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 16 *M*.

— v. Schwartz, Ernst. Handbuch zur Erkennung, Beurteilung und Verhütung der Feuer- und Explosionsgefahr chemisch-technischer Stoffe und Betriebsanlagen. 2. Aufl. Konstanz 1907. E. Ackermann. Preis 9 *M*.

Dampfkraftanlagen. Dosch, A. Brennstoffe, Feuerungen und Dampfkessel. Ihre Wirtschaftlichkeit und Kontrolle. Hannover 1907. Jänecke. Preis 12,50 *M*.

— Heck, R. C. H. The steam engine and other steam motors. London 1907. Paul, Trübner & Co. Preis 25,20 *M*.

— Kerdijk, F. Stoomturbines. Een korte uiteenzetting der voornaamste systemen. Amsterdam 1907. Van Mantgem & de Does. Preis 1,25 *M*.

Eisenbahnwesen. Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. IV. Bd.: Stadtbahnen. Lokomotiven und Triebwagen für Schmalspur-, Förder-, Straßen- und Zahnbahnen. Wiesbaden 1907. Kreidel. Preis 12,50 *M*.

— Handbuch der Ingenieurwissenschaften in 5 Teilen. V. Tl.: Der Eisenbahnbau, ausgenommen Vorarbeiten, Unterbau und Tunnelbau. IV. Bd. 1. Abtlg. Leipzig 1907. Engelmann. Preis 14 *M*.

— Montagu, George. Ten years of locomotive progress. London 1907. Alston Rivers. Preis 7,20 *M*.

— Nowak, A. Der Eisenbetonbau bei den neuen von der k. k. Eisenbahnbaudirektion ausgeführten Bahnlinien Oesterreichs. (Sonderdr.) Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 4 *M*.

— v. Stockert, Ludw., Ritter. Die Lokomotive. [aus Bau und Einrichtuug der Lokomotive] Wien 1907. Graeser & Co. Preis 6 *M*.

— Taylor, A. T. Modern British locomotives. London 1907. Spon. Preis 5,20 *M*.

— Thierry, J. B. Etude sur le métropolitain de Paris, ses installations intérieures. Paris 1907. Béranger. Preis 7,50 *M*.

— Tobler, A. Zwei bemerkenswerte Schaltungen zur Sicherung des Bahnbetriebes. (Sonderdr.) Zürich 1907. Rascher & Co. Preis 0,50 *M*.

Eisenkonstruktionen, Brücken. Kersten, C. Brücken in Eisenbeton. 1. Tl.: Platten- und Balkenbrücken. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 4 *M*.

— Lauenstein, R. Die Eisenkonstruktionen des einfachen Hochbaues. 1. Tl.: Das Eisen und seine Verbindungen. 4. Aufl. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 3 *M*.

Elektrotechnik. Barreca, P. Lezioni elementari di correnti alternate, ad uso degli elettricisti militari della R. marina e dei capi-operai elettricisti. Livorno 1907. Preis 2,50 *M*.

— Biscan, Wilh. Die Starkstromtechnik. Leipzig 1907. Scholtze. Preis 15 *M*.

— Esche, Frdr. Der praktische Installateur elektrischer Haustelegraphen und Telephone. 2. Aufl. Leipzig 1907. Hachmeister & Thal. Preis 3 *M*.

— Fesquet, E. Cours pratique élémentaire d'électricité industrielle. Paris 1907. Paulin. Preis 6 *M*.

— Josse, E. Großstädtische Kraftwerke für Privatbetriebe (nach fremden und eigenen Entwürfen). (Sonderdr.) München 1907. Oldenbourg. Preis 1,50 *M*.

— Monier, E. La télégraphie sans fil et la télémécanique à la portée de tout le monde. 2. Aufl. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 2 *M*.

— Murray, J. E. A handbook of wireless telegraphy. London 1907. Lockwood. Preis 12,50 *M*.

— Nelthropp, E. H. Handbook of practical telegraphy, explaining duplex, quadruplex, multiplex, auto and baudot working telephone. Madras 1907. Higginbotham. Preis 4,80 *M*.

— Nicolas, E. Vingt leçons pratiques sur les courants alternatifs. Paris 1907. Paulin. Preis 5 *M*.



– Ruhmer, Ernst. Drahtlose Telephonie. Berlin 1907. Administration des Mechaniker. Preis 6 ℳ.
– Ruppel, S. Vereinfachte Blitzableiter. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 ℳ.
– Sewell, T. The construction of dynamos. (Alternating and direct current). London 1907. Lockwood. Preis 9 ℳ.
– Shaxby, J. H. Elementary electrical engineering. London 1907. Blackie. Preis 3,60 ℳ.
– Strecker, Karl. Die Telegraphentechnik. Fünfte, vermehrte Auflage. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 6 ℳ.
– Thomälen, Ad. Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Dritte, verbesserte Auflage. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 12 ℳ.

Erd- und Wasserbau. Bellet, H. Barrages en maçonnerie et murs de réservoirs. Paris 1907. Desforges. Preis 8 ℳ.
– Brown, Sir H. Irrigation; its principles and practice as a branch of engineering. London 1907. Constable. Preis 19,20 ℳ.
– Handbuch der Ingenieurwissenschaften in 5 Teilen. III. Tl.: Der Wasserbau. 4. Aufl. 6. Bd. Der Flußbau. Leipzig 1907. Engelmann. Preis 8 ℳ.
– Sympher. Der Talsperrenbau in Deutschland. Nach der Festrede zum Schinkelfest des Architektenvereins zu Berlin am 13. März 1907 (Sonderdr.) Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 0,80 ℳ.

Gasindustrie. Ahrens, Frdr. Das hängende Gasglühlicht. Seine Entstehung, Wirkung und Anwendung. München 1907. Oldenbourg. Preis 6 ℳ.
– Bibliothek der gesamten Technik. Bd. 44: Scheel, Karl. Das Azetylen. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 1 ℳ.
– Schäfer, Frz. Das Gas im bürgerlichen Hause. München 1907. Oldenbourg. Preis 0,50 ℳ.
– Schäfer, A. Einrichtung und Betrieb eines Gaswerks. 2. Aufl. München 1907. Oldenbourg. Preis 15 ℳ.

Gesundheitsingenieurwesen. Pocket notes and remembrances for sanitary inspectors. London 1907. G. T. Cheshire (Kidderminster). Preis 1,20 ℳ.

Heizung und Lüftung. Shaw, W. N. Air currents and the law of ventilation. London 1907. Cambridge Press Warehouse. Preis 3,60 ℳ.

Hochbau. Anregungen zur Erlangung eines Grundplanes für die städtebauliche Entwicklung von Groß-Berlin. Gegeben von der Vereinigung Berliner Architekten und dem Architektenverein zu Berlin 1907. E. Wasmuth. Preis 2 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Recent advances in artificial lighting. (Eng. News 12. Sept. 07 S. 278/82*) Gleichstrom-, Wechselstrom- und Flammenbogenlampen. Metallbogenlampen. Quecksilberdampflampen.

Bergbau.

Betrachtungen über die Verluste bei Ilgner-Förderanlagen und Bestimmung der wirtschaftlichsten Schlüpfung ihrer Anlaßmotoren. Von Becker. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. S. 528/32*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Sept. 07. Betrachtungen über die Zweckmäßigkeit von Ilgner-Förderanlagen. Zusammenfassung der Ergebnisse und Vergleich mit anderen Förderanlagen.

Sicherheits-Vorrichtungen zum Umfüllen des Brennstoffes für Benzin- und Benzol-Lokomotiven unter Tage. Von Beyling. (Glückauf 21. Sept. 07 S. 1249/53*) Die Vorrichtung der Gasmaschinenfabrik Deutz besteht aus einem Tankwagen unter Tage, der mit den Lokomotiven durch zwei Schläuche verbunden wird. Zum Umfüllen dient eine Flügelpumpe.

Brennstoffe.

Mittelbarer Nachweis von unverbrannten Gasen in Verbrennungsprodukten. Von Dosch. (Z. Dampfk. Maschbtr. 25. Sept. 07 S. 393/95) In Zahlen- und Schaulinientafeln werden für verschiedene Kohlenarten die Verhältnisse angegeben, in denen sich Kohlensäure und Sauerstoff in verbrannten Gasen zueinander befinden. Mit Hülfe dieser Tafeln kann nach Feststellung des Kohlensäuregehaltes auf die Menge unverbrannter Gase geschlossen werden.

Chemische Industrie.

Elektroanalytische Forschungsergebnisse. Von Peters. Forts. (Glückauf 21. Sept. 07 S. 1253/58) S. Zeitschriftenschau v. 7. Sept. 07. Mangan, Molybdän, Nickel und Kobalt, Palladium, Quecksilber, Silber, Tellur, Thallium, Uran, Vanadium. Forts. folgt.

Dampfkraftanlagen.

Tandem-compound engine with Recke-Ruston positive valve gear. (Engng. 27. Sept. 07 S. 437* mit 1 Taf.) Die von Ruston, Proctor & Co. in Lincoln gebaute Dampfmaschine mit 290 und 445 mm Zyl.-Dmr, 660 mm Kolbenhub und Ventilsteuerung leistet 222 PSi bei 150 Uml./min und 11 at Ueberdruck.

Eisenbahnwesen.

Ueber Schienenwanderung an der neueröffneten Wocheinerbahn nächst Triest. Von Wirth. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 27. Sept. 07 S. 685/87*) Ergebnisse der Beobachtungen an einer 5 km langen eingleisigen Strecke von 22 bis 25 vT Steigung. Die Verschiebungen zwischen der rechten und der linken Schiene haben bis 31 cm betragen. Mittel zur Abhülfe.

Eisenhüttenwesen.

Blast-furnace gas. Von v. Ehrenwerth. (Engng. 27. Sept. 07 S. 435) Berechnung der Menge und des Heizwertes des bei einer gegebenen Beschickung gewonnenen Hochofengases.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Continuous girders. (Engineer 27. Sept. 07 S. 305/06*) Statische Berechnung der insbesondere für Verstärkungen von Eisenbahnbrücken verwendeten durchlaufenden und mehrfach gestützten Träger. Zahlenbeispiele.

Die Auswechslung des eisernen Ueberbaues der Walschbrücke bei Königsberg i. Pr. (Deutsche Bauz. 28. Sept. 07 S. 546/47*) Die neue 150 m lange Eisenbahnbrücke mit 3 Oeffnungen ist auf einem Hülfsgerüst fertig aufgestellt und in der Nacht ohne Betriebstörung an die Stelle der alten gesetzt worden.

Die Moselbrücke in Sauvage bei Metz. Von Colberg. (Deutsche Bauz. 25. Sept. 07 S. 69* mit 1 Taf.) Die ganz aus Beton hergestellte Straßenbrücke verbindet Sauvage mit Metz; sie besteht aus vier Stromöffnungen von 30 bis 36 m und zwei Uferöffnungen von 5 und 8 m Spannweite. Schluß folgt.

Wie kann die Anwendung des Eisenbetons in der Eisenbahnverwaltung wesentlich gefördert werden? Von Koenen. (Zentralbl. Bauv. 28. Sept. 07 S. 520/22*) Nach einem vom Verfasser erdachten Verfahren sollen in den Eisenstäben vor Einbringen des Betons Zugspannungen erzeugt werden, die nach Festwerden den Beton zusammenpressen, so daß kleinere Profile erzielt werden. Rechnungsgrundlagen.

Elektrotechnik.

The McCall ferry hydro-electric power plant on the Susquehanna River. (Eng. News 12. Sept. 07 S. 267/76*) Die Anlage, die im vollen Ausbau 10 × 7500 KW bei 11 000 V liefern soll, wird durch einen 750 m langen rd. 16 m hohen Staudamm aus Beton mit Kraftwasser versorgt. Der Damm liegt teilweise auf einer Insel; seine die beiden Flußarme abschließenden Teile sind durch Trockenlegen des betreffenden Armes in Abschnitten von 12 m Länge aus Beton erbaut, die Oeffnungen von gleicher Weite zwischen sich freilassen. Diese Oeffnungen werden mit Hülfe eines beweglichen, aus einem Eisengerüst mit darüber gespanntem Gewebe bestehenden Schützens nacheinander trocken gelegt und allmählich verbaut. Bauvorgang.

The plans of the Bar Harbor and Union River Power Company. (El. World 21. Sept. 07 S. 501/02*) Das Wasserkraftwerk bei Ellsworth erhält durch einen kurzen Kanal das Wasser aus dem Union-Fluß mit rd. 18 m Gefälle, das durch einen 21,6 m hohen Staudamm gewonnen wird. Das noch nicht vollendete Maschinenhaus soll im ersten Ausbau einen 1000 KW- und einen 500 KW-Drehstromerzeuger erhalten. Die Spannung wird zur Fernleitung auf 40 km auf 33 000 V erhöht.

The Kaministiquia River water power developments. (El. World 14. Sept. 07 S. 519/21*) An den Kakabeka-Fällen sind 55 m Gefälle gewonnen worden, die in zwei von J. M. Voith gebauten 7000 pferdigen Doppelspiralturbinen ausgenutzt werden. Die Doppelturbinen sind je mit einem 4000 KW-Drehstromerzeuger von 4000 V Spannung und 60 Per/sk gekuppelt. Die Spannung wird für die Fernleitung auf 25 000 V erhöht.

Die elektrische Licht- und Kraftanlage im »Kaufhaus des Westens« zu Berlin. Von Zaudy. (ETZ 26. Sept. 07 S. 937/41*) Der vom Charlottenburger Elektrizitätswerk mit 3000 V für Licht- und mit 120 V für Kraftzwecke entnommene Drehstrom wird im Haus in Gleichstrom umgeformt und dient nebenbei zum Aufladen einer Akkumulatorenbatterie. Der Gesamtbedarf beträgt 1,25 Mill. Kilowattstunden. Einzelheiten der Anlage; aufklappbare Verteiltafel und Bogenlampen.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Die Aufstellung von Fahrlinien für aussetzende elektrische Kraftbetriebe einschließlich Bahnen. Von Kummer. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Sept. 07 S. 523/28*) Ausführliche rechnerische und zeichnerische Behandlung der Vorgänge beim Anfahren, Dauerbetrieb und Bremsen von Motoren.

Gleichstrom-Turbogeneratoren. Von Beyer. (El. u. Maschinenb. Wien 29. Sept. 07 S. 743/49*) Anleitung zur Berechnung und zum Entwurf von Turbodynamos mit Wendepolen und Ausgleichwicklungen. Forts. folgt.

Ein neues System zur selbsttätigen Kurzschlußbremsung für Elektromotoren. Von Kallmann. (ETZ 26. Sept. 07 S. 945/48*) Zum selbsttätigen Bremsen werden veränderliche Eisenwiderstände benutzt. Sie erhitzen sich durch die Stromwärme bei Anschluß an den auslaufenden Motor bis zur Rotglut und steigern dabei ihren Widerstand augenblicklich auf das 5- bis 10fache. Mit fallender Ankerspannung kühlen sie sich ebenso schnell wieder ab, und ihr Widerstand wird bei dem nur noch langsam laufenden Motor nahezu null.

Der Einfluß der Dämpfung auf die Schwingungsvorgänge in parallel geschalteten Wechselstrommaschinen. Von Emde. (El. u. Maschinenb. Wien 22. Sept. 07 S. 721/28*) Rechnerische und zeichnerische Behandlung der Aufgabe.

Abnormal primary current and second voltage on placing a transformer in circuit. Von Jensen. (El. World 14. Sept. 07 S. 521/23*) Bericht über Versuche zur Bestimmung der primären Stromstärke und der sekundären elektromotorischen Kraft bei geschlossenem Stromkreis, und bei verschiedenen Phasenpunkten der primären elektromotorischen Kraft.

The design of plunger magnets. Von Nachod. (El. World 21. Sept. 07 S. 563/65*) Rechnerische Untersuchung der Beziehungen zwischen der Zugkraft und dem Durchmesser des Magnetkolbens unter Berücksichtigung der wirksamsten Verteilung von Kupfer und Eisen.

A year's operation of the highest working voltage in the world. Von Greeman. (El. World 14. Sept 07 S. 528/29*) Bericht über den Betrieb der 72000 V Hochspannung führenden 148 km langen Fernleitung vom Kraftwerk Rogers Dam nach Muskegon und darüber hinaus.

Erd- und Wasserbau.

A stripping excavator with a conveyor to form the waste bank. (Eng. News 12. Sept. 07 S. 277*) Das von der Dampfschaufel geförderte Erdreich wird an ein rd. 31 m langes Förderband abgegeben, dessen Tragarm an das Gestell angehängt ist. Die Maschine ist von der Bellefontaine Foundry and Machine Co. gebaut.

Der Kaimauerbau in Rotterdam. Von Kerdyk. Schluß. (Dingler 28. Sept. 07 S. 617/21*) Rammarbeiten. Darstellung des Baues der Bollwerkkaimauern aus Eisenbeton, die ohne Reisigdämme und ohne Pfähle unmittelbar auf dem Sande ruhen.

Ferro-concrete groynes near Brighton. (Engineer 27. Sept. 07 S. 309/10*) Die Befestigungen des Strandes unterhalb der Kalkklippen bestehen aus 165 m langen, in 150 m Abstand stehenden Buhnen, die aus Eisenbetonpfosten mit Hennebique-Wänden hergestellt sind.

Die Engländer am Nil. Von v. le Monnier. Forts. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 27. Sept. 07 S. 681/84) S. Zeitschriftenschau v. 5. Okt. 07. Schluß folgt.

Die Gründung mit »Simplex«-Betonpfählen. Von Siegfried. Schluß. (Deutsche Bauz. 25. Sept. 07 S. 70) Vorgang beim Rammen der Pfähle. Angaben über die Tragfähigkeit der Pfähle und einfache Formel zu ihrer Berechnung.

The substructure of the Dearborn Street bridge, Chicago. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 278/80*) Die Scherzer-Klappbrücke mit 49,35 m langer beweglicher Oeffnung und einem Fahrdamm von 11 m Breite ruht auf zwei 14,4 m breiten und 20 m langen Pfeilern aus Eisenbeton, die je auf 20 bis 13.5 m unter den Wasserspiegel hinuntergeführten Betonsäulen gegründet sind.

Masonry dams. Von Bocking. (Engineer 27. Sept. 07 S. 310/11*) Darstellung der Profile der wichtigsten großen Staudämme und Erläuterungen über die von ihnen aufgenommenen Druckkräfte.

Maschinenteile.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange. Von Enßlin. Forts. (Dingler 28. Sept. 07 S. 609/12*) Die Stange unter dem alleinigen Einfluß der Drehbeschleunigungen. Schluß folgt.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schöfer. (Dingler 28. Sept. 07 S. 612/14*) Kurze Darstellung der bisher ausgeführten oder vorgeschlagenen Regler, die nur durch den Wasserstrom ohne Zuhülfenahme der Fliehkraft betätigt werden. Vorschlag eines neuen auch für Turbinen gültigen Verfahrens. Forts. folgt.

Mechanik.

Torsionsschwingungen von Wellen mit beliebig vielen Massen. Von Holzer. Schluß. (Schiffbau 25. Sept. 07 S. 904/09*) S. Zeitschriftenschau v. 28. Sept. 07.

Meßgeräte und -verfahren.

Die technische Kompensationseinrichtung der European Weston-Electrical-Instrument Co., Berlin. Von Paulus. (El. u. Maschinenb. Wien 29. Sept. 07 S. 749/52*) Die in einem Kasten untergebrachte Meßvorrichtung, die hauptsächlich zur Prüfung von Spannungs- und Strommessern dient, umfaßt einen Voltmesser, einen Millivoltmesser, ein Zeigergalvanometer und ein mittels Druckknopfes einzuschaltendes Normalelement. Getrennt davon ist ein Doppelstufenwiderstand, der verschieden geschaltet werden kann.

Metallbearbeitung.

The Engineering and Machinery Exhibition, Olympia I. Von Horner. (Engng. 27. Sept. 07 S. 413/18*) Werkzeugmaschinen von John Lang & Sons, Drummond Brothers, J. Butler & Co., Kendall & Gent, von der Newall Engineering Co. und von Schuchardt & Schütte.

A new universal grinding machine. (Engineer 27. Sept. 07 S. 320/21*) Die von der Newall Engineering Co. gebaute Schleifmaschine hat einen drehbaren und in der Längs- und Querrichtung verschiebbaren Scheibenkopf. Die Geschwindigkeiten werden durch veränderliche Räderübersetzungen mittels Hebels eingestellt.

Motorwagen und Fahrräder

Schweizerische Motorlastwagen. Von Vogt. (Schweiz. Bauz. 28. Sept. 07 S. 161/65*) Der Motorlastwagen von Soller A.-G. in Basel ist mit einem quer zur Wagenlängsachse liegenden Einzylindermotor mit zwei gegenläufigen Kolben versehen (ähnlich Gobron-Brillié). Forts. folgt.

Die Lenkung der Kraftfahrzeuge. Von Valentin. Forts. (Motorw. 20. Sept. 07 S. 767/70*) Amerikanische Lenkvorrichtungen. Verschiedene Ausführungen von Handrädern. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Dampfpumpen-Dimensionierung. Von Benecke. (Z. Dampfk. Maschbtr. S. 395/97*) An Hand von Diagrammen wird die wirtschaftlich günstigste Dampfspannung für unmittelbar und vierfach wirkende Duplexpumpen ermittelt und die vorteilhafteste Verteilung der Arbeit auf die einzelnen Zylinder untersucht. Schluß folgt.

The Oddesse compound steam-pump at the Olympia Exhibition. (Engng. 27. Sept. 07 S. 424/25*) Schwungradlose Zwillingsverbundpumpe, deren Dampfschieber durch eine Nutenführung quer zur Zylinderachse verstellt werden. Leistungsdiagramme. Einzelheiten der Steuerung.

Feed-pump for use with superheated steam; Olympia Exhibition. (Engng. 27. Sept. 07 S. 436/37*) Doppeltwirkende Speisepumpe mit Ventilsteuerung, gebaut von der Sheppel Motor Co. in York.

Schiffs- und Seewesen

Die Ergebnisse des russisch-japanischen Seekrieges in ihrer Wirkung auf die Weiterentwicklung im Kriegschiffbau. Von Neudeck. Schluß. (Schiffbau 25. Sept. 07 S. 899/904*) Unterwasserschutz. Wirkung von Minen auf den Schiffsboden. Dichtung von Lecken bei Verletzung durch Minen. Einrichtungen zum Heben gesunkener Schiffe. Sicherung der elektrischen Kraftanlagen an Bord.

Textilindustrie.

Dépoussiérage des ateliers de laine cardée. Von Quinard. (Ind. textile 15. Sept. 07 S. 344/46*) Die Staubbeseitigung in Wollspinnereien kann erfolgen, indem man den Staub aus dem ganzen Raum absaugt, oder indem man die Maschinen so weit als möglich verkleidet und dann den Staub absaugt.

Spinning woollen and shoddy yarns. Von Tomson. Forts. (Text. Manuf. 15. Sept. 07 S. 292/94*) Die Berechnung der Verzugräder.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Die Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit von kleineren Heißdampflokomobilen, Sauggasanlagen und Dieselmotoren. Von Kusch. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Sept. 07 S. 373/422*) Vergleichende Zusammenstellung und Berechnung der Betriebskosten an Hand eingehender Zahlentafeln.

Untersuchung der Abgase eines Sauggasmotors auf unverbrannte Bestandteile. Von Häußer. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Sept. 07 S. 437/41*) Entwicklung eines für Abgasanalysen geeigneten Verfahrens, das unabhängig vom Sauerstoffgehalt des Abgases ist.

Zucker- und Stärkeindustrie.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. (Dingler 28. Sept. 07 S. 614/17*) Beschreibung der Versuche, die in der Zuckerfabrik Elsdorf mit dem Steffenschen Brühverfahren und dem Büttner-Meyerschen Verfahren zum Vergleich vorgenommen worden sind. Ergebnisse und Meinungsaustausch. Forts. folgt.

Rundschau.

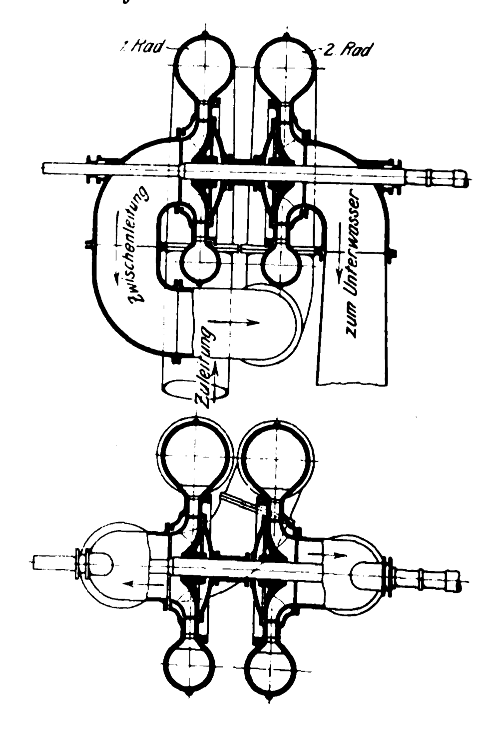
Die Motorlastfahrzeuge der Versuchs- und der Kraftfahrabteilung der Verkehrstruppe, die gegenwärtig auf ihrer Uebungsfahrt Berlin-Posen-Breslau-Glatz-Berlin[1]) in der Nähe von Glatz angelangt sind, geben in ihrer Gesamtheit ein lehrreiches Bild der **Entwicklung der Motorbetriebe in der preußischen Heeresverwaltung.** Die Verkehrstruppe hat ihre Versuche mit Einzelmotorwagen schon vor etwa 10 Jahren begonnen, und führte heute bei einer Besichtigung in Glatz insgesamt 8 solche Fahrzeuge von 4 bis 6 t Nutzlast mit Dampf- und Benzinbetrieb vor, die von den bekanntesten deutschen Fabriken herrühren. Aus der Erkenntnis heraus, daß die Leistungsfähigkeit der Einzellastwagen durch die Beförderung ihrer eigenen Nutzlast allein nicht völlig ausgenutzt werden kann, sind die leichten Motorlastzüge, bestehend aus einem Motorwagen von 2 t Nutzlast und zwei Anhängern, die jeder ebensoviel aufnehmen, entstanden, wovon bis jetzt 5 von der Daimler-Motorengesellschaft an die Verkehrstruppe geliefert worden sind. Die letzte Stufe in der Entwicklung dieser leichten Schleppzüge bilden die beiden vor kurzem von der Daimler-Motorengesellschaft abgelieferten, deren Vorspannwagen für 2 t Nutzlast mit einem sechszylindrigen, alle vier Wagenräder antreibenden Motor versehen ist, wobei ihn seine erhöhte Adhäsion befähigt, statt zweier, drei Anhänger von je 2 t Nutzlast zu befördern. Neben den angeführten, der leichten Kolonne zugeteilten Motorlastfahrzeugen und außer einem Büssing-Omnibus für 27 Personen, 2 Lastwagen, 6 Personenwagen und 5 Motorrädern, die für die Beaufsichtigung der Lastfahrzeuge sowie für die Hülfeleistung bei Betriebstörungen erforderlich sind, verfügt die Verkehrstruppe noch über eine sogenannte schwere Kolonne von Motorlastwagen, darunter die beiden Fowlerschen Straßenlokomotiven mit zwei und einem Anhängewagen und mit 10 und 5 t Gesamtnutzlast, die zwar wegen ihrer geringen Fahrgeschwindigkeit für die Truppenverpflegung von untergeordneter Bedeutung, wegen ihrer alle neueren Vorspannmaschinen übertreffenden Zugkraft jedoch für das Herbeischleppen unteilbarer schwerer Stücke sowie für das Heraufziehen eines etwa in einem Graben oder im Schlamm steckengebliebenen Motorfahrzeuges heute so gut wie unentbehrlich sind. In der schweren Kolonne sind außerdem alle neueren Bauarten von schweren Motorlastzügen vertreten: der im Jahre 1905 von der Neuen Automobil-Gesellschaft gelieferte Lastzug, der mit einem Anhänger als fahrbare Werkstatt der schweren Kolonne dient, die beiden Freibahnzüge[2]) mit je 4 Anhängern und 13,5 t Gesamtnutzlast und der nach den Entwürfen von W. A. Th. Müller von den Siemens-Schuckert-Werken ausgeführte Lastzug mit durchlaufendem elektrischem Betrieb in den 5 Anhängern und mit 13,5 t Gesamtnutzlast. Die angeführten Fahrzeuge haben, abgesehen von einigen kleineren Störungen, mit voller Belastung die 300 bis 350 km lange Fahrt von Posen bis Glatz, namentlich auch die Geländeschwierigkeiten bei der Anfahrt nach Glatz, verhältnismäßig gut überstanden, und ihre rd. 1 Mill. tkm betragende, in etwa einer Woche erzielte Nutzleistung kann als ein bemerkenswertes Ergebnis des neueren Motorlastwagenbaues bezeichnet werden. Vorläufig stellt allerdings die stattliche Anzahl von Motorwagen, über die die Verkehrstruppe heute verfügt, ein solches Gemisch von verschiedenen Bauarten dar, daß ihre einheitliche Führung in Kolonnen und die Ausbildung der Betriebsmannschaften noch manche Schwierigkeiten bereitet. Dem wird aber in absehbarer Zeit nicht abzuhelfen sein, da die Heeresverwaltung schwerlich jemals in der Lage sein wird, im Ernstfalle die erforderliche Zahl von Motorwagen anders als durch Beitreibung bei der Bevölkerung zu beschaffen. Man muß indessen anerkennen, daß die Verkehrstruppe durch Anregungen zu Verbesserungen und durch Bereitstellung von Mitteln beim Ankauf neuer, selbst unvollkommener Bauarten nicht nur die beteiligten Industriekreise, sondern auch die gesamte Bevölkerung, die später aus den Erfahrungen der Verkehrstruppe Nutzen ziehen dürfte, zu Dank verpflichtet hat.

Berlin, 2. Oktober 1907. A. Heller.

Eine **zweistufige Verbundturbine für hohes Gefäll,** unseres Wissens überhaupt die erste Verbundturbine, ist nach dem Entwurf von Professor Pfarr für das Elektrizitätswerk Wiesberg in Tirol ausgeführt worden und dort seit einem Jahre mit Erfolg im Betriebe[3]). Die Anlage gehört der Kontinentalen Gesellschaft für angewandte Elektrizität und dient vorzugsweise zur Stromversorgung des Karbidwerkes in Landeck. Das Werk nutzt ein Gefälle von 87 m aus und enthielt ursprünglich drei 1500pferdige Spiralturbinen, die je einen Drehstromerzeuger mit 300 Uml./min antreiben. Diese Turbinen haben sich insofern schlecht bewährt, als das unter dem hohen Gefälle mit großer Geschwindigkeit durch die Turbinen strömende Wasser die Schaufeln der Leit- und Laufräder, insbesondere aber die Ränder der Kranzspalte angefressen und ausgeschliffen hat. Infolgedessen haben die Turbinen außerordentlich hohe Spaltverluste, die namentlich in der wasserarmen Winterzeit für den Betrieb sehr nachteilig sind.

Aus diesen Gründen ist man, einer Anregung des Direktors der Gesellschaft, Lanhoffer, folgend, zur Konstruktion und Ausführung der in Fig. 1 und 2 schematisch dargestellten Verbundturbine gekommen. Die Turbine hat vom August 1906 bis Anfang April ununterbrochen gearbeitet und ist in den dem Wasserstrom ausgesetzten Teilen nicht im geringsten abgenutzt worden. Die von Pfarr gewählte und der Ausführung zugrunde gelegte Anordnung bietet der einfachen Spiralturbine gegenüber nachstehende Vorzüge bei hohen Gefällen. Für gleich niedrige Umdrehungszahl fallen die Laufraddurchmesser wegen der für jedes Rad auf die Hälfte verminderten Gefällhöhe wesentlich kleiner, die Radbreiten dagegen

Fig. 1 und 2. Verbundturbine.



größer aus, wodurch sich die Spaltverluste verkleinern. Die Turbinenwelle ist ideell ohne Axialschub, da sich die Schübe der Laufräder gegenseitig aufheben; die Anordnung gestattet deshalb, die sog. Entlastungslöcher in den Laufradböden wegzulassen und gewährt dadurch eine weitere Verminderung der Spaltverluste. Die Turbine wird durch einen für beide Leiträder gemeinsamen Regler gesteuert, der die Leitschaufeln verstellt. Außerdem können die Leitschaufeln des einen Rades gegen die des andern in gewissem Maße verstellt werden, um eine gleichmäßige Beanspruchung beider Räder zu erhalten.

Die Turbine ist im April d. J. unter verschiedenen Belastungen und bei verschiedenen Umlaufzahlen eingehend untersucht worden, wobei sie mit ihrem Drehstromerzeuger gekuppelt war. Da sie für normal 342 Uml/min gebaut ist, geben wir in der Zahlentafel nur die mit etwa dieser Umlaufzahl erhaltenen Versuchsergebnisse wieder. Die Leitvorrichtung ist mit einem Zeiger versehen, dessen Einstellung jedoch nicht ganz im gleichen Maße, wie seine hundertteilige Skala anzeigt, der Oeffnung der Leitschaufeln oder der durchströmenden Wassermenge entspricht. Das Gefälle, bei dem die Maschine untersucht worden ist, entspricht nicht ganz dem normalen. Deshalb sind in der Zahlentafel die Werte für Wassermenge, Leistung und Umlaufzahl auf das normale Gefälle von 87 m umgerechnet worden.

---

[1]) s. Z. 1907 S. 1518. [2]) s. Z. 1907 S. 121.

[3]) nach einem Bericht von Pfarr in der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen vom 20. August 1907.

Versuchsergebnisse bei $n_{norm.} = 342$ und $H_{norm.} = 87$ m.

Versuch bei Zeigerstellung am Leitrad auf	Wassermenge	vorhandene absolute Leistung	abgegebene Leistung am Stromerzeuger		Gesamtwirkungsgrad des Maschinensatzes	Wirkungsgrad des Generators	Wirkungsgrad der Verbundturbinen
	ltr/sk	PS_a	KW	PS			
30	699	81[illegible]	367	495	0,618	0,92	0,671
60	1411	1638	910	1233	0,750	0,94	0,798
90	2145	2490	14[illegible]7	1975	0,792	0,95	0,835

Der genaue Wirkungsgrad der Turbine allein kann nur geschätzt werden, da der Wirkungsgrad der angetriebenen Dynamomaschine nicht gemessen worden ist. Wird der Wirkungsgrad der Dynamo bei den in der Zahlentafel angeführten drei Belastungen auf 0,92, 0,94 und 0,95 geschätzt, so ergibt sich dabei für die Turbine ein Wirkungsgrad von 0,671, 0,798 und 0,835. Bei den Versuchen konnte für die volle Beanspruchung der Turbine keine gleichmäßige Belastung innegehalten werden, weshalb die Beobachtungen für volle Leitschaufelöffnung fehlen.

Die Verbundanordnung einzelner Turbinenräder dürfte die Verwendbarkeit von Ueberdruckturbinen auch für noch höhere Gefälle ermöglichen und insbesondere dort am Platze sein, wo man nicht zu hohe Umlaufzahlen haben will, die bei Peltonrädern schwer vermieden werden können.

Eine **Wasserkraftanlage im Innern eines Staudammes** ist als erste ihrer Art im Patapsco-Fluß bei Ilchester, etwa 25 km südlich von Baltimore, errichtet worden[1]). Die Kosten einer solchen Anlage sind augenscheinlich geringer als bei den üblichen Werken, wo ein besonderes Maschinenhaus auf dem Lande mit Oberwasserzuführung oder im Oberwasser selbst erbaut wird. Allerdings läßt sich die neue Anordnung nur ausführen, wenn eine starke, kurze Gefällstufe ausgenutzt werden soll und das Wasser im Oberlauf des Flusses hoch angestaut werden kann. Das Werk im Patapsco-Fluß umfaßt zwei 300 KW-Turbinendynamos und versorgt etwa 10 kleinere Gemeinden und einen Teil von West-Baltimore mit Drehstrom von 11000 V.

Der Staudamm, der die ganze Anlage enthält, ist zwischen den Ufern 67 m lang, an der Sohle 12,2 m breit und hat 7,27 m Kronenhöhe über der oberen Sohle. Die Krone liegt rd. 8 m über dem normalen Unterwasserspiegel, und das nutzbare Gefälle wird meist um ein geringes größer als diese Höhe sein. An beiden Enden ist der Damm 3 m höher als die Ueberfallkrone gemacht, um die Ufer gegen Ueberschwemmungen zu bewahren und bequeme Zugänge zum Innern des Dammes zu schaffen. Der Ueberfall an sich ist 51 m lang und kann insbesondere bei hohem Wasserstand mittels Staubretter noch um etwa 0,6 m erhöht werden. Die Staulinie des Dammes verläuft rd. 1,2 km flußaufwärts, 150 m unterhalb einer Baumwollfabrik mit Wasserkraftbetrieb in Ilchester.

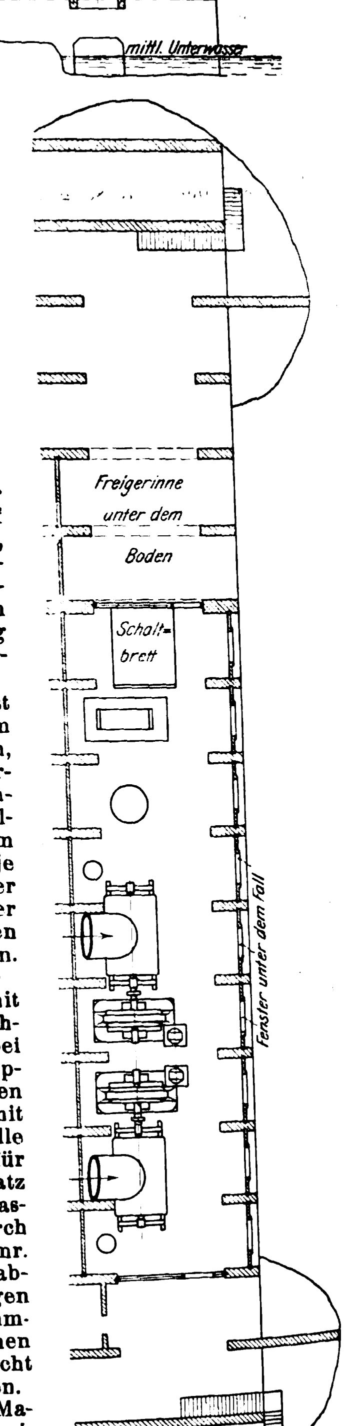
Der Dammkörper, Fig. 3, besteht aus einer Wand oder Decke aus Eisenbeton, die auf 19 Streben aus Beton ruht. Die Streben stehen in 3,65 m Abstand und sind unten 610, oben 400 mm dick. Der Beton ist im Verhältnis 1:3:6 gemischt. Die Kanten der Streben und der Betondecke an den Oeffnungen sind mit 19 mm dicken gewellten Eisenstäben, die in Sätzen von je dreien zusammengelegt sind, verstärkt. Die Außenwand des Dammes ist an der Sohle 450 mm dick und nimmt nach der Krone zu bis auf 250 mm ab. Sie besteht aus Beton, der im Verhältnis 1:2:4 gemischt und mit 19 mm dicken Wellstäben in Abständen von 115 mm verstärkt ist. Der Dammrücken ist wellenförmig gekrümmt, jedoch nur etwa bis zur Hälfte der Abfallhöhe heruntergeführt; darunter bleibt eine zwischen den Streben freie Fläche offen, damit das Tageslicht durch Fenster in das Damminnere eintreten kann. Die Krümmung des Dammrückens ist derart, daß das Ueberfallwasser reichlichen Abstand von den Fenstern hat. Das Wasser stürzt ziemlich scharf auf die Unterwasserseite der Flußsohle; doch sind Kolkungen nicht zu befürchten, da das Flußbett felsig ist.

Das Damminnere ist bisher auf 33 m Länge ausgenutzt und hier mit einer inneren Wand und Decke versehen, die 1,5 m von der Dammwand entfernt zwischen den Streben angebracht ist, um etwaiges Sickerwasser von der Werkeinrichtung fernzuhalten. Das soll vollständig gelungen sein, und auch in dem Teile des Dammes, der keine Doppelwand hat, soll sich außer am Boden kein Wasser ansammeln. Die Innenwand enthält nach dem Unterwasser zu die Fenster, die das Licht einlassen. Die Tageslichtbeleuchtung soll gewöhnlich ausreichend sein; nur wenn das Flußwasser bei Regenwetter getrübt ist, muß man auch bei Tage künstliches Licht schaffen. Der Boden des Raumes setzt sich auf den pfeilerartig verbreiterten Fuß der Streben auf. Er besteht ebenfalls aus Eisenbeton und ist an den Stellen unter den Maschinen mit Eisenträgern und Betonrippen versteift. An einem Ende des Dammes ist ein hölzerner Fischpaß angelegt Es dürfte dies der erste Fischpaß sein, der in einem amerikanischen Wasserkraftwerk eingebaut worden ist; denn in unsrer Quelle wird besonders auf seine Bedeutung hingewiesen, während ein solcher Paß bisher von amerikanischen Zeitschriften bei keiner auch noch so ausführlichen Beschreibung einer Wasserkraftanlage erwähnt worden ist.

Fig. 3 und 4

Kraftwerk im Innern eines Staudammes.

Maßstab rd. 1 : 400.



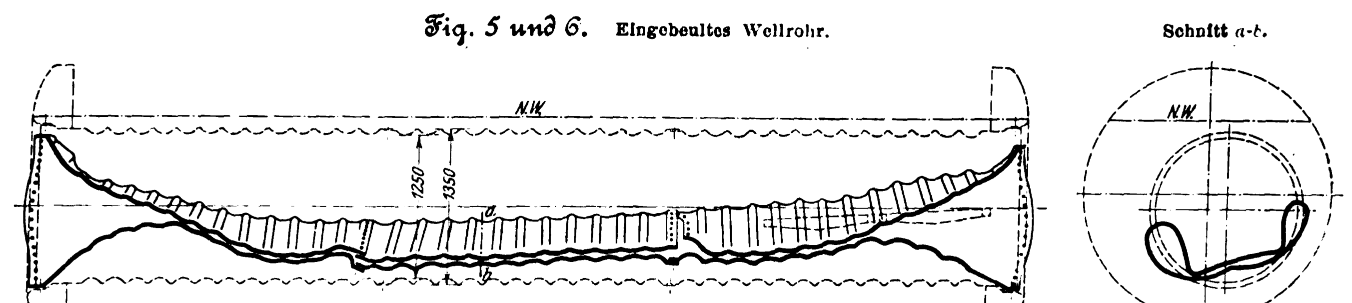
Der Maschinenraum ist 33 m lang, 3 m hoch und 8,2 m breit, außer an den Streben, die den Raum auf 5,5 m verengen, Fig. 4. Die Maschinenanlage besteht aus zwei Leffel-Doppelturbinen von 865 mm Laufraddurchmesser, die je mit einem Woodward-Regler versehen sind. Jeder Regler kann für beide Turbinen gleichzeitig benutzt werden. Die Turbinen, die 240 Uml./min machen, sind je mit einem Allis-Chalmers-Drehstromerzeuger von 300 KW bei 11000 V und 60 Per./sk gekuppelt. Die Erregermaschinen der Stromerzeuger werden mit Riemen von der Dynamowelle aus angetrieben. Raum für einen dritten Maschinensatz ist noch vorhanden. Das Wasser wird den Turbinen durch eiserne Rohre von rd. 1 m Dmr. zugeführt. Sie sind mit Stabrechen abgedeckt und liegen rd. 2 m unterhalb der Dammkrone, so daß die Rechen durch Schwimmkörper nicht verstopft werden können. Außerhalb des benutzten Maschinenraumes sind zwei Freigerinne unter dem Boden angelegt. Die Ablaufrohre der Turbinen führen unmittelbar ins Unterwasser.

Das am einen Ende des Maschinenraumes stehende Schaltbrett ist von der General Electric Co. mit verhältnismäßig kleiner Grundfläche ausgeführt. Es besteht aus fünf Feldern, einem für die Erreger, zweien für die Stromerzeuger und zweien für die Speiseleitungen. Für die Erregermaschinen sind selbsttätige Spannungsregler vorgesehen, so daß sie gleichzeitig für

[1]) Electrical World 3. August 1907 S. 207.



Fig. 5 und 6. Eingebeultes Wellrohr.



beide Stromerzeuger benutzt werden können. Die Maschinen- und Speiseleitungen sind mit Fernreglern und selbsttätigen Ausschaltern ausgestattet, jene für die Maschinen auch noch mit Zeitunterbrechern, so daß sie bei Störungen in den Speiseleitungen nicht zuerst geöffnet werden. Die Hochspannung führenden Geräte und Leitungen liegen etwa 2,5 m hinter dem Schaltbrett, an das nur Spannungen bis zu 125 V gelangen, so daß der Schaltbrettwärter genügend gesichert ist.

Die Anlage an sich stellt sich sehr einheitlich und geschlossen dar und ist im Bau verhältnismäßig billig gewesen, da das Maschinenhaus mit seinen Fundamenten gespart werden konnte. Anderseits ist das Werk, um schon bei diesem Gefäll im Damm untergebracht werden zu können, in seiner Maschinen- und Schaltanlage etwas gedrängt angeordnet. Das bietet angesichts der feuchten Lage und der hohen Spannung erhöhte Gefahren. Denn wenn auch, wie behauptet wird, der Damm und die Innenwände genügend dicht gegen Sickerwasser gewesen sind, so wird man doch mehr Niederschlagwasser aus der Luft erhalten als sonst in trocknen warmen Maschinenräumen, und die Erfahrung muß lehren, ob man dieses Niederschlagwasser an den Wänden und an der Decke auf eine unschädliche Menge beschränken oder sonst unschädlich machen kann. Allerdings kann man durch sorgfältige Isolierung mit Stoffen, die die Feuchtigkeit nicht einsaugen, den Gefahren eines feuchten Maschinenraumes begegnen, wie man ja auch bei Bergwerken in feuchten Kammern unter Tage und in feuchten Fabrikräumen elektrische Anlagen unter besondern Vorsichtsmaßregeln betreiben kann. Die Mehraufwendungen hierfür werden die großen Ersparnisse nicht erheblich beeinträchtigen. Sollte man jedoch gezwungen sein, eine Heizanlage zur künstlichen Erwärmung der Innenwände anlegen zu müssen, so erscheinen die gewonnenen Vorteile nur noch gering; denn ein weiterer Uebelstand liegt schließlich noch in den engen Räumen und namentlich in den engen Verbindungsgängen nach außen, die bei der Aufstellung der Maschinen sehr unbequem sein müssen.

Im Juni 1906 trat in Gruppenbühren (Oldenburg) bei einem **Seitrohrkessel mit Wellrohr und gewölbtem Boden ein Unfall** ein, bei dem der **Boden ausgebeult** wurde. Es ist dies, soviel man weiß, der erste Fall, wo ein derartiger Boden bei einer Explosion oder vielmehr Einbeulung des Feuerrohres eine Veränderung erfahren hat. Der Kessel hatte 8 m Länge und 2200 mm Dmr., das Feuerrohr 1250 bis 1350 mm Dmr., der Mantel bestand aus 5 Schüssen von je einem Blech von 19 mm Dicke, das Wellrohr hatte 3 Schüsse bei 11,5 mm Dicke, die Böden waren 23 mm dick und entsprachen den bekannten Normalien des Blechwalzwerkes Schulz Knaudt. Ein solcher Boden soll laut Preisliste 730 kg wiegen, und im vorliegenden Falle betrug das Gewicht jedes Bodens 745 kg. Die Rundnähte des Mantels waren doppelt genietet, die Langnähte hatten dreifach gelappte Naht, das Rohr einfache Rundnaht. Die Mantelniete waren 23 mm, die Rohrniete 20 mm stark. Nach den Büchern des Blechwalzwerkes Schulz Knaudt hatte sich bei der amtlichen Abnahme im Jahr 1904 die höchste Festigkeit der Mantelbleche zu 38 kg bei 32 vH Dehnung, die niedrigste zu 36,7 kg bei 35 vH Dehnung ergeben. Die Böden und Wellrohre, welche keiner amtlichen Abnahme unterzogen worden waren, hatten als obere und untere Grenze 38,4 und 38,3 kg Festigkeit bei 30 und 34 vH Dehnung. Der vorderste Wellrohrschuß wies 37,6 kg Festigkeit bei 31 vH Dehnung auf, die beiden folgenden 34,8 kg bei 35 vH und 35,5 kg bei 34 vH. Die Härteproben hatten tadellose Ergebnisse.

Nun ist beim Betrieb im Speisewasser Oel gewesen, und es ist das ganze Rohr unter einer Oelschicht, welche eine Berührung des Wassers und des Rohres verhinderte, also Wassermangel hervorrief, bei ordnungsmäßigem Wasserstand rotwarm geworden. Aus der Form der Einbeulung kann man schließen, daß keine Eindrückung vorgekommen ist, die auf einen Wassermangel infolge von zu tief gesunkenem Wasserspiegel zurück-

Fig. 7 bis 12.

Ausbeulungen des Vorderbodens.

Schnitt a-b. Schnitt c-d.

Schnitt e-f.

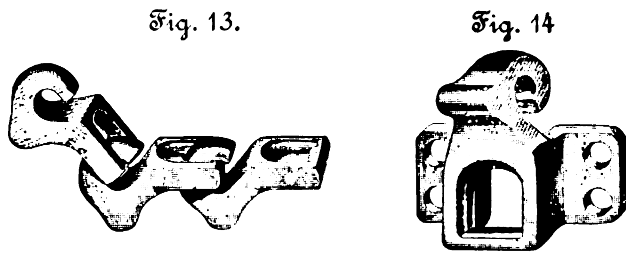
Schnitt g-h. Schnitt i-k.

zuführen wäre. Das Rohr ist tief herabgedrückt, s. Fig. 5 und 6, und in seiner ersten Rundnietnaht sind 50, in der andern 9 Niete abgeschoren. Die Schnittfläche liegt da, wo die beiden Rohre sich berühren, die Niete sind also gerade mitten durchgeschnitten. An den Nähten ist dann eine große Oeffnung entstanden, das Wasser ist ausgeströmt und hat den Heizer so stark verbrüht, daß er leider bald darauf gestorben ist. Bei der Entlastung ist eine starke Dampfentwicklung aufgetreten, und der dabei entstehende Druck genügte, den Boden auszubeulen, wie Fig. 7 bis 12 zeigen. Die gestrichelten Linien bedeuten in allen Figuren den ursprünglichen Zustand des Bodens und des Wellrohres. Die Figuren 7 bis 12 beziehen sich auf den Vorderboden, doch ist der Hinterboden praktisch genommen in derselben Art und Weise verdrückt worden. Aus den Nähten des Mantels sind später verschiedene Niete herausgenommen und als tadellos befunden worden. Auch die Druckprobe des Kessels, nachdem Rohr und Böden ausgewechselt waren, hat zu keinerlei Bemerkungen irgend welcher Art Veranlassung gegeben. Welche Drücke nun nötig gewesen sind, um den Boden derartig zu verbiegen, weiß man nicht, da Versuche zur Feststellung dieser Größen vorläufig fehlen. Als sicher kann man wohl behaupten, daß ein ebener Boden mit Verstärkungen da, wo sie am Boden angenietet oder verschraubt gewesen wären, Risse erhalten hätte. Ferner mag noch einmal darauf hingewiesen sein, daß bei Einbeulung von Wellrohren gemeiniglich keine schweren Schäden entstehen[1]); daß aber unter Umständen, wie im vorliegenden Falle, schwere Unfälle doch eintreten können, ist durchaus nicht zu vergessen.

Die Böden und das Rohr befinden sich augenblicklich im Besitze der Bergakademie zu Freiberg in Sachsen.

Essen-Ruhr. O. Knaudt.

Eine **neue Transmissionskette** bringt die vor kurzem in New York gegründete Link Chain Belt Company auf den Markt[2]). Die Kette soll die bekannten zerlegbaren Ewart-Ketten (Treibketten) ersetzen und diesen gegenüber den Vorzug ruhigeren Laufes und geringeren Raumbedarfes haben. Die Zähne des Antriebrades greifen nicht in die Lücken der Glieder ein, sondern fassen außerhalb der Mittelebene an Vorsprüngen an, die gleichzeitig den gefährlichen Querschnitt des Hakens verstärken, Fig. 13. Das Glied bildet also einen doppelarmigen Hebel. Beim Auftreffen eines Zahnes wird das


Fig. 13. Fig. 14

auflaufende Glied um den Gelenkpunkt gedreht, bis es aus seiner Strecklage soweit abgewichen ist, daß zwischen dem Moment des Kettenzuges und dem des Zahndruckes das Gleichgewicht hergestellt ist. Der Eingriff geht demnach ähnlich vor sich wie bei einem elastischen Bande, so daß sich kleine Teilungsfehler weniger bemerkbar machen. Wie die Quelle angibt, hat die Kette mit Geschwindigkeiten von mehr als 9 m/sk störungsfrei gearbeitet.

Als Material dient schmiedbarer Guß oder Stahl. Die Kette wird nicht nur zur Kraftübertragung, sondern auch als Zugmittel für Förderer benutzt. Beispielsweise zeigt Fig. 14 ein Befestigungsglied für Elevatorbecher.

Georg von Hanffstengel.

Nach Versuchen, die von der Kgl. Eisenbahndirektion Königsberg angestellt sind, hat der aus den Rauchkammern von Lokomotiven gewonnene Rückstand, die sogenannte **Rauchkammerlösche**, entsprechend den verschiedenen Kohlensorten folgende **Heizwerte**:

Rückstand aus schlesischer Kohle	. . . 6070 bis	6200 WE
» » Ruhrkohle	. . . . . . 5150 »	5200 »
» » Saarkohle	. . . . 3850 »	4520 »

Da der bisher für die Rauchkammerlösche erzielte Preis sehr gering war, hat die Eisenbahndirektion Königsberg Versuche darüber angestellt, ob sich die Rauchkammerlösche besser verwerten lasse, wenn man daraus Kraftgas herstellen würde. Diese jahrelang fortgesetzten Versuche hatten schließlich den Erfolg, daß 1906 zwei ausschließlich mit Rauchkammerlösche betriebene Kraftgaswerke zur Erzeugung elektrischer Energie in Betrieb gesetzt wurden. Das eine Kraftwerk liegt in der Nähe der Haupteisenbahnwerkstätte Königsberg i. Pr. bei Ponarth. Hier wird das Gas in drei von Julius Pintsch in Berlin erbauten Generatoren erzeugt und in drei doppeltwirkenden Viertaktmaschinen der Gasmotorenfabrik Deutz von je 180 PS ausgenutzt. Mit letzteren sind unmittelbar drei Dynamos für je 230 V gekuppelt.

Im zweiten, auf dem Bahnhof Insterburg gelegenen Kraftwerk stehen zwei Pintschsche Generatoren und zwei einfachwirkende Viertaktgasmaschinen, gebaut von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, von je 90 PS, die durch Riemenübersetzung Dynamos für 230 V antreiben. Die seit Anfang v. J. in Betrieb befindlichen Anlagen haben sich in jeder Beziehung gut bewährt.

Die Rauchkammerlösche muß in möglichst trocknem Zustande vergast werden, weshalb im Winter darauf geachtet werden muß, daß nicht zu viel Schnee zwischen die Lösche gelangt. In den Kraftwerken war der Verbrauch von Rauchkammerlösche anfangs etwas hoch, nämlich rd. 2,5 kg/PS-st. Nach einigen Aenderungen an den Generatoren ist der Verbrauch jedoch auf 1,2 bis 2 kg/PS-st, je nach Belastung der Anlage, heruntergegangen. Die Untersuchungen der Eisenbahndirektion Königsberg zeigen, daß jede im dortigen Bezirk benutzte Lokomotive jährlich etwa 11 000 kg Rauchkammerlösche ergibt. Die Ansammlung dieses Stoffes ist daher recht bedeutend, und man beabsichtigt, demnächst noch ein weiteres Kraftgaswerk auf dem Bahnhof Allenstein zu errichten. (Zeitschrift des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 28. Sept. 1907)

Einen Rekord für Motorluftschiffe hat am 30. September d. J. das **Zeppelinsche Luftschiff** aufgestellt, da es sich an diesem Tage während $8^1/_2$ st in ununterbrochener Fahrt befand. Aus den in diesem Jahr unternommenen fünf Fahrten hat sich ergeben, daß das Luftschiff, wenn beide Motoren in Tätigkeit sind, eine mittlere Geschwindigkeit von 50 km erreicht; beim Lauf nur eines Motors betrug die Geschwindigkeit rd. 35 km/st. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß fast während der ganzen Zeit der diesjährigen Probefahrten die Luftbewegung sehr gering war. Bei heftigerem Winde wird man natürlich Abzüge an diesen Werten machen müssen. Die wagerechte Lage des Luftschiffes ist durch die Schwanzflossen gesichert. Trotzdem sich die seitlichen senkrechten Steuer bei den diesjährigen Fahrten gut bewährt haben, beabsichtigt man doch, sie etwas zu vergrößern, um eine schnellere Wirkung zu erzielen. Die wagerecht gelagerten Steuer sind besonders wertvoll gewesen, um das Luftschiff in die verschiedenen Höhen zu bringen. Nur durch dynamische Mittel und ohne Auslassen von Gas wurde beispielsweise beim fünften Aufstieg das Luftschiff von 30 m auf 300 m Höhe und wiederum auf 50 m heruntergebracht, wozu im ganzen 20 min erforderlich waren. Wie verlautet, sollen noch in diesem Jahre größere Fahrten unternommen werden.

Der von der Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan erbaute und mit Parsons-Turbinen der Turbinia A.-G. zu Berlin ausgerüstete **kleine Kreuzer »Stettin«**[1]) hat auf der **Vorprobefahrt** eine Geschwindigkeit von durchschnittlich 25,77 Knoten erreicht, und zwar bei zweimaligem Durchlaufen einer 14 Seemeilen langen abgesteckten Strecke bei Bornholm. Vertraglich ausbedungen ist nur eine Geschwindigkeit von 24 Knoten an der Doppelmeile von Neukrug und von 23,3 Knoten als Durchschnitt einer 6stündigen forcierten Fahrt. Die mittlere Geschwindigkeit von 25,77 Knoten wurde erreicht, nachdem das Schiff schon 4 Stunden forciert gefahren war und Kessel und Feuer daher nicht mehr rein waren.

Bei den amtlichen Probefahrten wird man nur eine Geschwindigkeit von ungefähr 25 Knoten erwarten können, da die Wasserverdrängung des Schiffes hierbei um rd. 10 vH höher sein wird als bei der Vorprobefahrt. Bei der Turbinenanlage der »Stettin« sind alle Mängel vermieden worden, welche der des kleinen Kreuzers »Lübeck« als Erstausführung noch anhafteten. So ist vor allem die Stoppfähigkeit erheblich verbessert, so daß man auch hierin den Kolbenmaschinenschiffen gleichkommt. Das Schiff stoppte bei einer Geschwindigkeit von 25,77 Knoten voraus in 1 min 10 sk, während der Vertrag hierfür 1 min 45 sk bei 24 Seemeilen voraus festgesetzt hatte.

Der kleine Kreuzer »Stettin« und das ebenfalls mit Parsons-Turbinen versehene Torpedoboot G 137, das bei den

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 1779.

[2]) nach Iron Age vom 31. Januar 1907.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1475.



offiziellen Probefahrten eine Geschwindigkeit von 33,9 Knoten erreichte, dürften zur Zeit nicht allein in der deutschen Marine, sondern in der ganzen Welt die schnellsten Schiffe ihrer Gattung sein.

Der Auftrag für den **Bau des neuen Panzerkreuzers F** der deutschen Marine, der als größtes Schiff der Kreuzerklasse Antrieb durch Parsons-Turbinen erhalten soll, ist an die Schiffswerft von Blohm & Voß in Hamburg vergeben. Daß das Schiff außerordentlich große Abmessungen erhalten soll, läßt sich aus den Baukosten erkennen, die mit voller Ausrüstung und Bewaffnung auf rd. 36,5 Mill. *M* veranschlagt sind.

Die kleinen Kreuzer »Ersatz Greif« und »Ersatz Jagd« sind an F. Schichau in Danzig und an die Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan in Stettin vergeben. Jener erhält Parsons-, dieser A. E. G.-Dampfturbinen.

Das englische **Linienschiff »Dreadnought«**, das erste durch Dampfturbinen angetriebene große Linienschiff, wird augenblicklich gedockt, da man beabsichtigt, eine neue Steuervorrichtung einzubauen und andre Schrauben aufzusetzen. Man darf hieraus wohl schließen, daß das Schiff in bezug auf Manövrier- und Geschwindigkeitseigenschaften den Anforderungen der englischen Marine noch nicht in vollem Umfang entspricht.

Endlich ist etwas Näheres über den **Kohlenverbrauch von Turbinenschiffen** zu erfahren. Der zwischen Liverpool und Montreal laufende Turbinendampfer »Virginia« verbrauchte bei einer Geschwindigkeit von 17,2 bis 17,6 Knoten als Durchschnitt mehrerer Reisen und bei 12 700 PS Maschinenleistung 0,59 kg Kohlen für 1 PS-st. Unter Hinzurechnung des Dampfverbrauches für die Hülfsmaschinen stieg der Verbrauch auf 0,64 kg/PS-st, unter Hinzurechnung der Maschinen für die elektrische Beleuchtung auf 0,68 kg/PS-st.

Eine recht bemerkenswerte **Leistung** erzielte unlängst ein **Eisenbahnzug** auf den Linien der Great Western Railway Company. Der Zug bestand aus einer 2/4-gekuppelten Zwillingslokomotive, vier auf zwei Drehgestellen ruhenden Durchgangwagen und einem Speisewagen; das Gewicht der Wagen betrug rd. 200 t. Der Ausgangspunkt der Fahrt war der Paddington-Bahnhof in London, der Endpunkt Fishguard-Hafen. Diese Strecke von rd. 421 km wurde ohne Aufenthalt mit einer mittleren Geschwindigkeit von rd. 85 km/st zurückgelegt. Auf der Rückfahrt nach Paddington war die mittlere Geschwindigkeit sogar noch etwas höher. Die Strecke ist verhältnismäßig schwierig, da mehrere Steigungen zu überwinden sind. Der Zug stand allerdings nicht in regelmäßigem Betriebe, sondern wurde gelegentlich einer Sonderfahrt benutzt. Auch muß hervorgehoben werden, daß die durchfahrene Strecke mit Schöpftrögen versehen ist, aus denen das Kesselspeisewasser während der Fahrt entnommen wird. (Engineering 27. September 1907)

Zwei **neue Bauarten von Bahnpostwagen** werden demnächst von der preußischen Eisenbahnverwaltung versuchsweise für die D-Züge Berlin-Vlissingen in Betrieb genommen werden, um die Gefahren, denen die Postbeamten ausgesetzt sind, zu verringern, namentlich wenn die Bahnpostwagen als Schutzwagen laufen müssen. Die neuen Wagen erhalten 17 m Länge gegen 12 m bisher; die eine Bauart von der normalen Breite der D-Zugwagen (2,95 m) ist mit einem durchlaufenden Seitengang versehen, die andere erhält an beiden Enden 2 m lange Schutzabteile, die als Pufferräume dienen sollen und nicht zum längeren Aufenthalt für Personen verwendet werden dürfen. Sie werden aber mit Behältern zur Aufnahme von Postsendungen versehen.

Ueber ähnliche Bestrebungen der Pennsylvania-Eisenbahn, die das Ziel mit ganz aus Eisen gebauten Wagen erreichen will, haben wir mehrfah berichtet[1]). (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 2. Okt. 1907)

Aus den neuerdings angestellten Untersuchungen über den **Einsturz der Quebec-Brücke** ist zu unserm letzten Bericht[2]) noch nachzutragen, daß das Untergurtglied A9R am Untergurt des rechten Hauptträgers jetzt unter den Trümmern ähnlich in S-Form zerknickt vorgefunden ist wie das mehrfach erwähnte Glied am linken Untergurt A9L. Sodann hat sich aus neueren Aussagen einiger am Bau beteiligter Leute vor dem Untersuchungsausschuß der kanadischen Regierung ergeben, daß auch an den Untergurtgliedern des Kragarmes Ausbiegungen der Rippen, Winkelgitter und Quersteifen seit Anfang August beobachtet worden sind[3]). Damit wird der verhängnisvolle Einfluß der gegen Knickbeanspruchung zu schwachen Druckglieder der Brücke wohl zur Gewißheit.

Der **elektrische Vollbahnbetrieb auf der** bisher mit Dampf betriebenen **Strecke Blankenese-Ohlsdorf** ist am 1. Oktober zunächst in geringem Umfang aufgenommen worden und soll stufenweise erweitert werden. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 28. September 1907)

Der Verein der Deutschen Zucker-Industrie hat einen Preis von 15 000 *M* für die beste **mechanische Hülfsvorrichtung zum Entladen von Rüben** ausgesetzt. Bewerbungsschriften mit genauen Beschreibungen und Zeichnungen sind bis zum 1. September 1909 an das Direktorium des Vereines, Berlin W. 62, Kleiststraße 32, einzureichen, das auch über die Bedingungen des Preisausschreibens Auskunft gibt.

Berichtigungen.

In dem Aufsatz von Prof. v. Ernst in Nr. 38 dieser Zeitschrift enthält die Fußnote auf S. 1489 eine irrtümliche Angabe, die dahin zu berichtigen ist, daß auch bei der zweiten Ausführung des Patentes von Unruh & Liebig die Schutzklappen nicht durch Parallelogrammlenker aufgehängt sind.

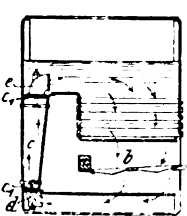
Z. 1907 S. 1588 r. Sp. Z. 7 v. u. lies: Brenngeschwindigkeit statt Bremsgeschwindigkeit.

---

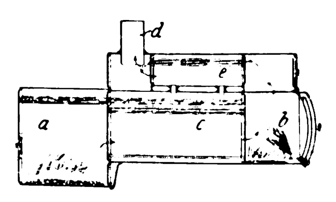
[1]) s. Z. 1907 S. 201, 281. [2]) Z. 1907 S. 1598.
[3]) Engineering News 19. Sept. 1907 S. 319.

Patentbericht.

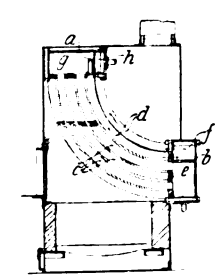
Kl. 13. Nr. 183141. Dampfkessel. F. Dennis, Havre, und O. P. Macfarlane, London. Hinter der Verbrennungskammer *b* des in erster Linie als Schiffskessel gedachten Dampfkessels ist ein Wasserraum *c* für den Wasserumlauf dadurch nutzbar gemacht, daß er durch schwache Blechwände c_1 und c_1 bis auf die Rohrstutzen *d*, *e* abgeschlossen ist. Infolge der starken Erwärmung der abgeschlossenen Wassermenge in *c* entsteht ein Wasserumlauf, der vom Kesselboden her kälteres Wasser nachsaugt.



Kl. 13. Nr. 184146. Lokomotivkessel. Dr. Wilh. Schultz, Schöneberg bei Berlin. Außer der Hauptfeuerung *a* ist eine Nebenfeuerung *b* in der Rauchkammer angeordnet. Ueber dem Kessel *c* liegt der Ueberhitzer *e*, der mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung steht. Auf dem Wege zum Schornstein *d* werden sowohl die Feuergase aus der Hauptfeuerung, als auch die der Nebenfeuerung durch den Ueberhitzer geführt.



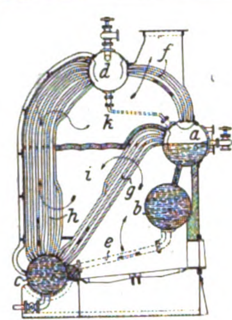
Kl. 13. Nr. 183098. Wasserröhrenkessel. W. G. Hay, Tuebrook (Liverpool). Die obere und die untere Kammer *a* und *b* sind je in mindestens zwei Abteilungen *g*, *h* und *e*, *f* geteilt und durch gebogene Röhren *c*, *c*, *d*, *d* so miteinander verbunden, daß für einen hin- und hergehenden Strom der Flüssigkeit Gruppen von Röhren gebildet werden, von denen die einen *c* als Dampfbildner, die andern *d* als Ueberhitzer dienen.



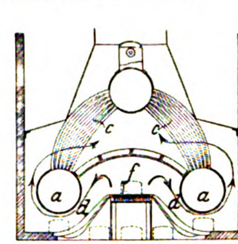
Kl. 13. Nr. 183704. Feuerrohrkessel. Ch. Bourdon, Paris. Die Wasserkammern *a*, *a* des Kessels sind aus Wellblech hergestellt. Jede Kammer ist oben an den Enden mit Ein- und Auslaß *b* versehen und von den nebenliegenden unabhängig herausnehmbar. Die notwendige Festigkeit gegen inneren Druck erhalten die Kammern durch die Verbindungen *c*, *d*. Zwischen je zwei Kammern werden von den Wellen rohrartige Wege *f* für die Feuergase gebildet.

Kl. 13. Nr. 184565. Wasserröhrenkessel. Maschinen- und Dampfkesselfabrik »Guilleaume-Werke«, G. m. b. H., Neustadt (Haardt). Der Kessel besteht aus Umlaufröhrengruppen *c*,



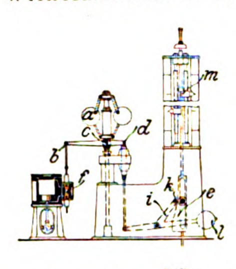


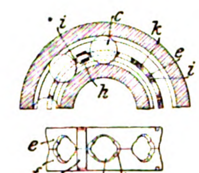
welche die Behälter *b* und *c* außerhalb des Feuerraumes verbinden, ferner aus dampfbildenden Umlaufröhren *g*, die ihren Wasserumlauf von *e* erhalten, und drittens aus der Verdampferröhrengruppe *h*. Der hierin gebildete Dampf wird in dem oberen, Wasser nicht mehr führenden Teil getrocknet und überhitzt. Der in *g* entwickelte Dampf geht aus dem Wasser- und Dampfsammler *a* in das nur als Ueberhitzer dienende Röhrenbündel *f* und von dort in den Dampfsammler *d*. Der untere Feuerraum *i* ist der erste, der obere Raum *k* der zweite Feuerzug.



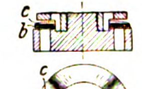
Kl. 24. Nr. 185048. Feuerung für Wasserrohrkessel. H. Stier, Dresden. Der Brennstoff wird an der höchsten Stelle *f* des mit seitlich abfallenden Teilen *d, d* versehenen Rostes zugeführt. Der Feuerraum ist durch ein Gewölbe so geteilt, daß die Feuergase um die Wassertrommeln *a, a* herumgeführt werden und dann durch die Rohrbündel *c, c* in den Raum unter dem oberen Dampf- und Wassersammler eintreten.

Kl. 35. Nr. 181787. Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen. Wilhelmshütte A.-G. für Maschinenbau und Eisengießerei, Eulau-Wilhelmshütte (R.-B. Liegnitz). Der Reglerhebel *bcd* ist bei *b* mit dem Schieber *f* der Dampfbremse, bei *d* mit einem Gewichthebel *il* verbunden, dessen Rolle *k* sich gegen ein Keilstück *e* stützt. Bei zu großer Geschwindigkeit während der Fahrt dreht der Regler *a* den Hebel um den festen Punkt *d* und rückt die Bremse ein. Gegen Ende der Fahrt hebt die Teufenzeigermutter *m* das Keilstück *e*, dessen Kurve der abnehmenden Geschwindigkeit entsprechend gestaltet ist, und der Hebel *i* dreht bei zu großer Endgeschwindigkeit oder am Ende der Fahrt den Reglerhebel um den Punkt *c*, wodurch die Bremse gleichfalls eingerückt wird.

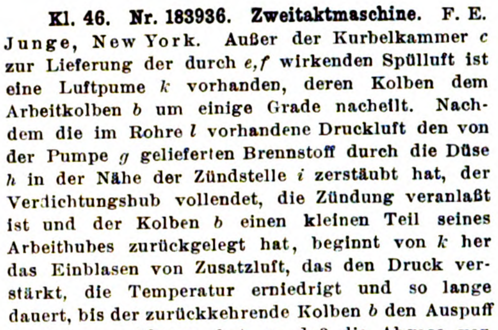


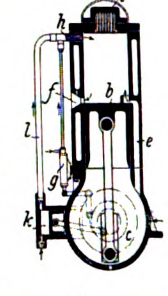


Kl. 47. Nr. 184480. Kugelkäfig. Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. Der von den Kugeln *c* getragene Käfig besteht aus zwei flachen Ringen *e, f*, die mit ihren Schmalseiten aneinander liegen und durch federnde Klammern *h* oder dergl. zusammen gehalten werden, so daß sie sich bei starkem Kugeldruck spreizen können. Diese Federung wird dadurch verstärkt, daß die Kugelöffnungen *k* an den Enden mit Aussparungen *i* versehen sind, so daß die Kugeln auf *e* und *f* keilartig wirken und an der Stelle ihrer größten Geschwindigkeit keine Reibung verursachen.

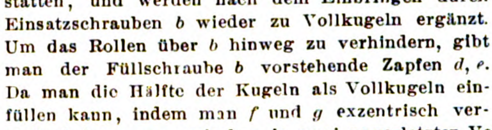


Kl. 47. Nr. 184531. Ringventil. O. Marquardt, Berlin. Als Schließfeder für das dünne Ventil *b* wird ein aus Stahlblech hergestellter Ring *c* verwendet, der je nach Größe des Ventiles mit 2, 3, 4 . . . wellenförmigen Ausbiegungen versehen wird, wodurch die Bauhöhe sehr gering wird.



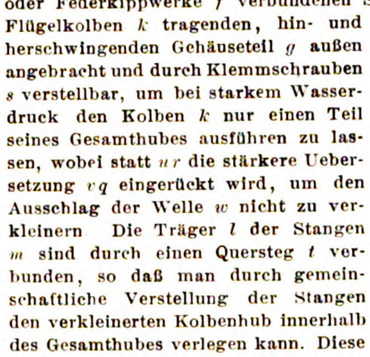


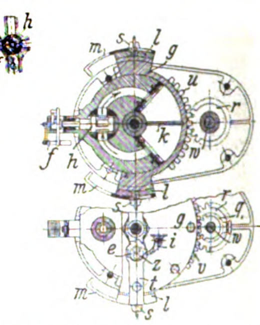
Kl. 46. Nr. 183936. Zweitaktmaschine. F. E. Junge, New York. Außer der Kurbelkammer *c* zur Lieferung der durch *e, f* wirkenden Spülluft ist eine Luftpumpe *k* vorhanden, deren Kolben dem Arbeitkolben *b* um einige Grade nacheilt. Nachdem die im Rohre *l* vorhandene Druckluft den von der Pumpe *g* gelieferten Brennstoff durch die Düse *h* in der Nähe der Zündstelle *i* zerstäubt hat, der Verdichtungshub vollendet, die Zündung veranlaßt ist und der Kolben *b* einen kleinen Teil seines Arbeithubes zurückgelegt hat, beginnt von *k* her das Einblasen von Zusatzluft, das den Druck verstärkt, die Temperatur erniedrigt und so lange dauert, bis der zurückkehrende Kolben *b* den Auspuff *f* wieder geschlossen hat, so daß die Abgase von zwei Seiten, von *e* und von *h* her, ausgetrieben werden.

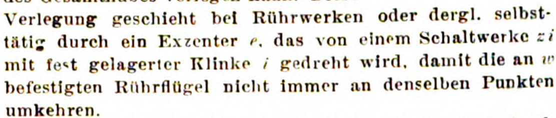


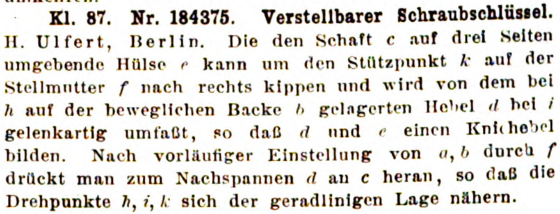
Kl. 47. Nr. 184753. Kugellager. R. Gawron, Greifswald, und J. Gawron, Berlin. Die Kugeln *a* erhalten eine Schraubenbohrung, so daß die entstehenden Abflachungen *c* das Einbringen zwischen die Laufringe *f, g* gestatten, und werden nach dem Einbringen durch Einsatzschrauben *b* wieder zu Vollkugeln ergänzt. Um das Rollen über *b* hinweg zu verhindern, gibt man der Füllschraube *b* vorstehende Zapfen *d, e*. Da man die Hälfte der Kugeln als Vollkugeln einfüllen kann, indem man *f* und *g* exzentrisch verstellt, bringt man zwischen je zwei unverletzten Vollkugeln eine durchbohrte Kugel an.

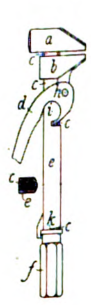
Kl. 88. Nr. 183900 (Zusatz zu Nr. 162321, Z. 1905 S. 1768). **Druckwassermaschine.** H. und F. Kampmann, Haan bei Elberfeld. Die Bogenstangen *m* zum Umstellen des mit einem Gewicht- oder Federkippwerke *f* verbundenen Steuerhahnes *h* sind an dem den Flügelkolben *k* tragenden, hin- und herschwingenden Gehäuseteil *g* außen angebracht und durch Klemmschrauben *s* verstellbar, um bei starkem Wasserdruck den Kolben *k* nur einen Teil seines Gesamthubes ausführen zu lassen, wobei statt *ur* die stärkere Uebersetzung *vq* eingerückt wird, um den Ausschlag der Welle *w* nicht zu verkleinern. Die Träger *l* der Stangen *m* sind durch einen Quersteg *t* verbunden, so daß man durch gemeinschaftliche Verstellung der Stangen den verkleinerten Kolbenhub innerhalb des Gesamthubes verlegen kann. Diese Verlegung geschieht bei Rührwerken oder dergl. selbsttätig durch ein Exzenter *e*, das von einem Schaltwerke *zi* mit fest gelagerter Klinke *i* gedreht wird, damit die an *w* befestigten Rührflügel nicht immer an denselben Punkten umkehren.











Kl. 87. Nr. 184375. Verstellbarer Schraubschlüssel. H. Ulfert, Berlin. Die den Schaft *c* auf drei Seiten umgebende Hülse *e* kann um den Stützpunkt *k* auf der Stellmutter *f* nach rechts kippen und wird von dem bei *h* auf der beweglichen Backe *b* gelagerten Hebel *d* bei *i* gelenkartig umfaßt, so daß *d* und *e* einen Kniehebel bilden. Nach vorläufiger Einstellung von *a, b* durch *f* drückt man zum Nachspannen *d* an *c* heran, so daß die Drehpunkte *h, i, k* sich der geradlinigen Lage nähern.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

R. Biel: Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Der Preis jedes Heftes ist 1 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Nachtrag zu S. 159.

Vorstände der Bezirksvereine.

Lausitzer Bezirksverein.

An Stelle des Hrn. Zillmer ist Hr. Dr. **Paul Drawe**, Görlitz, Augustastr. 26, zum 1. Schriftführer gewählt.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 42. **Sonnabend, den 19. Oktober 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Dampftriebwagen zur Postbeförderung auf den Italienischen Staatsbahnen.[1]

Von **A. Doeppner**, Tegel bei Berlin.

(hierzu Tafel 16)

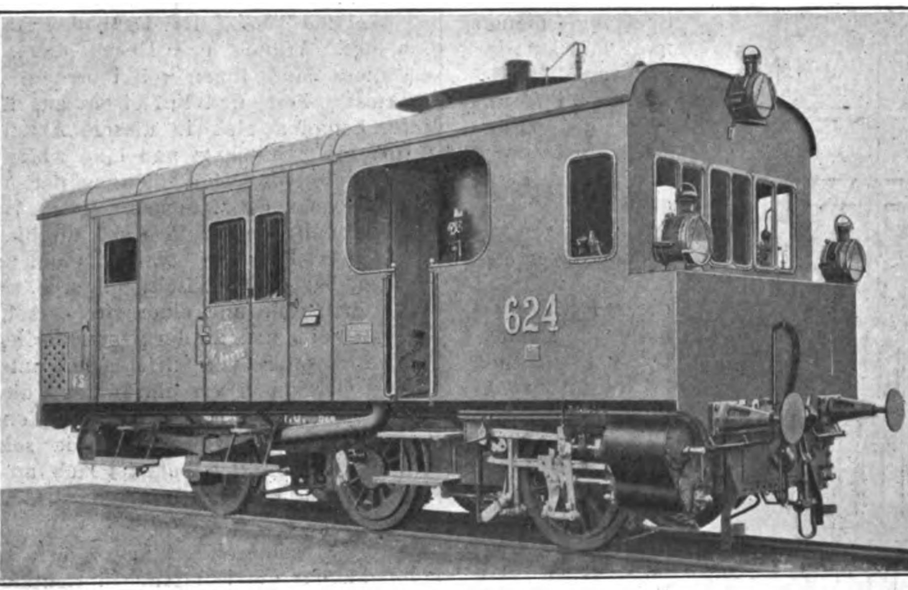
Die Direktion der Italienischen Staatsbahnen hat Ende vorigen Jahres bei deutschen, belgischen und österreichisch-ungarischen Werken eine größere Anzahl Triebwagen in Auftrag gegeben, die insbesondere zur Beförderung von Post und Eilgepäck dienen sollen. Diese inzwischen abgelieferten, nach den eigenen Entwürfen der Direktion ausgeführten Wagen weisen in ihrer Bauart und inneren Einrichtung bemerkenswerte Einzelheiten auf, die nachstehend näher beschrieben werden.

Textfig. 1 zeigt den u. a. von A. Borsig in Tegel in größerer Anzahl gebauten Dampftriebwagen in der äußeren Ansicht, Fig. 1 bis 5 auf Tafel 16 geben Seitenansicht, Grundriß und Querschnitte desselben.

Der Wagen ruht auf drei Achsen, von denen die beiden vorderen gekuppelt sind, während die hinterste eine Laufachse ist. Der Wagenkasten enthält drei Abteile, Textfig. 2, deren erster den Kessel, Kohlenkasten, Führerstand und Zubehör enthält, während der zweite für den Postdienst bestimmt und der dritte als Aufenthaltort für das Postpersonal und als Gepäckraum hergerichtet ist und zugleich einen Hundeabteil enthält.

Fig. 1.

Dampftriebwagen zur Postbeförderung auf den Italienischen Staatsbahnen.



Die beiden gekuppelten Achsen ruhen, wie Tafelfig. 4 und 5 zeigen, in einem kräftig versteiften Blechrahmen, der auch die außen wagerecht angeordneten Dampfzylinder und den stehenden Kessel trägt. Mit diesem Rahmen sind die I-Träger, welche den Wagenkasten aufnehmen, durch Blechversteifungen verbunden, während sie sich auf die Laufachse mit kräftigen, 1700 mm langen Tragfedern aus Holtzer-Stahl stützen. Die Treibräder haben 1115 mm, die Laufräder 1010 mm Dmr.; beide weisen außerordentlich starke Achsschenkel auf. Die Achslager der Laufachsen sind normale, ganz geschlossene Tenderachsbüchsen, die Achslager der gekuppelten Achsen sind nach Bauart Zara mit gelenkigen Führungen[1] ausgebildet.

Die wagerechten Zylinder von 290 mm Dmr. und 400 mm Hub liegen außerhalb des Rahmens. Sie haben Kolbenschieber und sind so durchgebildet, daß für die rechte und die linke Seite nur ein Modell erforderlich ist. Kolben- und Schieberstangen-Stopfbüchsen sind mit Metallpackung nach Leeds-Forge versehen. Die Schmierung erfolgt durch einen Nathan-Lubrikator mit vier Oelleitungen.

Der Kreuzkopf hat nur eine untere Leitbahn. Die Heusinger-Steuerung wird mittels Händels bedient.

Der stehende Kessel, Textfig. 3, von 13 at Betriebsdruck

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 45 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[1]) s. Z. 1907 S. 1376.

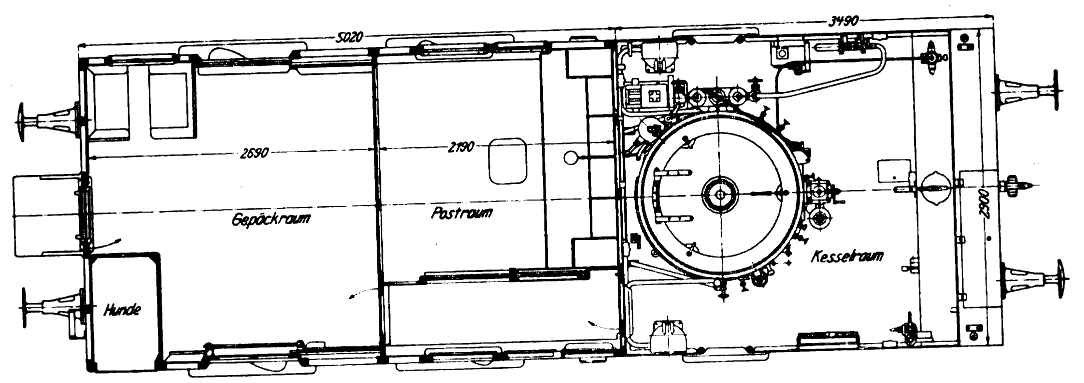


Fig. 2. Grundriß des Wageninnern.

hat eine zylindrische Feuerbüchse aus Kupfer, einen kegelförmigen äußeren Mantel, eine ebenfalls kupferne obere Rohrwand und 366 kupferne Siederöhren von 30 mm innerem und 35 mm äußerem Durchmesser. Die feuerberührte Heizfläche umfaßt 58,02 qm, die Rostfläche 1,00 qm. Der Raum oberhalb der oberen Rohrwand, der als Rauchkammer dient, ist mit einem in Gelenken drehbaren Deckel verschlossen, der zugleich den Schornstein trägt. Am unteren Ende wird die Verbindung zwischen der inneren Feuerbüchse und dem äußeren Kesselmantel durch einen geschweißten Flacheisenring hergestellt. Unterhalb dieses Bodenringes ist der Aschkasten mit je einer vorderen und einer hinteren Klappe befestigt.

Fig. 3. Kessel.

Zur Ausrüstung des Kessels gehören drei Sicherheitsventile, von denen eines mit Federwagen versehen, die beiden andern nach Bauart Coale ausgeführt sind. Zur Speisung dienen zwei Gresham-Injektoren.

Am hinteren Ende des Langträgerrahmens über der Laufachse ist der 2,2 cbm fassende Wasserkasten aufgehängt, während der 1 t Kohlen enthaltende Kohlenbehälter an der Stirnwand angeordnet ist. Der Wasserkasten wird durch 2 seitlich am Führerstand sitzende Trichter gefüllt, die durch ein Rohr von genügend großem Durchmesser mit dem Wasserkasten in Verbindung stehen.

Die gekuppelten Achsen sind durch vier Langfedern abgefedert, deren vordere auf jeder Seite mit der hinteren durch Balanzier-Winkelhebel verbunden ist.

An Bremsvorrichtungen sind eine Hand-Spindelbremse und eine damit kombinierte, selbsttätig wirkende Luftdruck-Schnellbremse, Bauart Westinghouse, vorgesehen. Die Bremshauptleitung ist nach beiden Stirnwänden durchgeführt, um nach beiden Fahrtrichtungen auch Anhängewagen mitnehmen und abbremsen zu können.

Beim Bau des Wagenkastens sind für die starker Beanspruchung oder der Reibung ausgesetzten Stücke harte und für die zur Ausfüllung der leeren Räume zwischen jenen dienenden Stücke weiche Hölzer verwandt worden. Dementsprechend bestehen aus Eichenholz: die Pfosten, Deckenbögen der Stirnwände und Querträger des Fußbodens; aus Nußbaum: das Gerippe der Türen, das Gerippe der Teile der inneren Ausstattung und die Fensterrahmen; aus pitch pine: die Längsbalken des Fußbodens und des Daches und die innere Verschalung der Wände und der Decke. Außen sind die Wände mit Stahlblech von 1,5 mm Stärke verkleidet.

Zwischen Vorderwand des Wagenkastens und Hinterwand des Führerhauses ist eine 3 mm starke Asbestschicht gelegt, um die Wärme des Führerhauses abzuhalten; zwischen dem Boden des Wagenkastens und dem eisernen Langträger sind Bleiplatten angeordnet, um den Schall zu dämpfen. Das Dach des ganzen Wagens ist mit Zinkblech gedeckt.

Die Einteilung des Innenraumes geht aus Textfig. 2 hervor. An das Führerhaus schließt sich ein Gang, durch den man sowohl in den ganz geschlossenen Postraum als auch in den Gepäckraum und den Aufenthaltraum für das Personal gelangen kann. In der Hinterwand des letzteren befindet sich, wie bei allen italienischen Wagen, eine nach außen führende Tür. Außerhalb dieser Tür ist eine Brücke angebracht, über die man nach einem Anhängewagen gelangen kann.

In einer Ecke des Gepäckraumes befindet sich ein Hundeabteil, der innen ganz mit Zinkblech ausgekleidet und nach innen wie nach außen mit einer Tür versehen ist; die äußere Tür besteht aus Stahlblech und hat große Luftlöcher. In der andern Ecke des Raumes steht ein bequemer Polstersessel mit Tisch. Der Fußboden ist mit Latten aus pitch pine belegt. Wände und Decke dieses Raumes und des Postraumes sind innen mit Paneelen aus pitch pine und mit Friesen, Zier- und Fußleisten aus Nußbaum bekleidet. Weiter befinden sich in diesem Abteil ein Schrank mit Riegeltür, ein Schutznetz und eine Ablegestelle für kleine Pakete, ein Hahn für die Bedienung der Westinghouse-Bremse und ein Hahn nebst Manometer für die Dampfheizung. Eine große Laterne in der Decke sorgt für die Beleuchtung.

Der Postabteil enthält einen mit amerikanischer Leinwand bezogenen Tisch, einen Fächerschrank aus Nußbaum für die Briefe und einen Drehsessel. An der Außenwand des Postabteils und an der gegenüberliegenden Wand des Ganges sind verschließbare Briefkasten untergebracht. Ein Ventilator und Oellampen vervollständigen die Ausrüstung.

Der geräumige Führerstand enthält alle zur Bedienung erforderlichen Einrichtungen in sehr handlicher Anordnung. Der Kohlenkasten befindet sich an der Stirnwand; mehrere große Fenster, teils fest, teils drehbar, gewähren dem Führer freie Aussicht nach allen Seiten.

An Sondereinrichtungen der Triebwagen sind noch zu erwähnen: die Dampfheizeinrichtung, Bauart Haag, und der Druckluft-Sandstreuer, Bauart Leach.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Zylinderdurchmesser	290 mm
Kolbenhub	400 »
Anzahl der Achsen	3
» » Kuppelachsen	2
Durchmesser der gekuppelten Räder	1115 mm
» » Laufräder	1010 »
Radstand der Kuppelachsen	2300 »
Gesamtradstand	4600 »

Dampfdruck	13 at
feuerberührte Heizfläche	58,025 qm
Rostfläche	1,003 »
Wasserraum	2200 ltr
Kohlengewicht	1000 kg
Leergewicht	26850 »
Dienstgewicht	31500 »

Das Dienstgewicht verteilt sich auf die drei Achsen wie folgt:

Laufachse	Treibachse	Kuppelachse
11600 kg	12290 kg	7610 kg.

Diese neuen und eigenartigen Triebwagen werden infolge ihrer großen Beweglichkeit bedeutende Vorteile für die schnelle Beförderung der Post und des Gepäckes bieten.

Die Abhängigkeit der Wärmeausnutzung der Gasmaschine vom Mischungsverhältnis.[1]

Von **K. Kutzbach**, Nürnberg.

In den interessanten Darlegungen des Hrn. Mees[2]) erblicke ich, ebenso wie in den dankenswerten Versuchen des Hrn. Nägel[3]), willkommene Ergänzungen zu den Erörterungen meines Aufsatzes: Die flüssigen Brennstoffe und ihre Ausnutzung in der Verbrennungsmaschine[4]), nach einer Richtung, nach welcher ich das von mir angeschnittene Thema nicht näher ausführen konnte, ohne aus dem Rahmen eines Vortrages über »flüssige Brennstoffe« zu fallen.

Hr. Mees hat ebenso wie Hr. Nägel die Fragen aufgerollt:

1) **Welchen Einfluß haben der Heizwert und der Luftüberschuß des angesaugten Gemisches auf die Wärmeausnutzung der Gasmaschinen?**

2) **Welche Regelung erscheint auf Grund dieser Ergebnisse am zweckmäßigsten?**

Ich selbst habe in meinem Vortrag diese Fragen nur insofern berührt, als ich auf den Unterschied in der Wärmeausnutzung bei geringen Belastungen der mit reiner Qualitäts- oder Quantitätsregelung arbeitenden Maschinen als Folge der langsamen Zündung armer Gemische hingewiesen habe, und zwar lediglich, um einige in letzter Zeit ausgesprochene irrtümliche Ansichten über den bei diesen geringen Belastungen vorhandenen Wirkungsgrad richtig zu stellen, ganz abgesehen von sonstigen Vorzügen der einen oder andern Regelung oder ihrer zahlreichen Kombinationen. Zu diesem Zweck war auch die Vereinfachung der Rechnung, die ich mir durch Annahme einer unveränderlichen spezifischen Wärme — unter besonderem Hinweis auf diese Annahme — gestattete, vollkommen erlaubt, ohne darum notwendigerweise zu mißverständlichen Auffassungen zu führen.

Wenn ich ferner für die Verbrauchkurve für Sauggasanlagen zum Vergleich mit Dieselmotoren mittlere Verbrauchzahlen angegeben habe, die den normalen Garantiezahlen der Gasmaschinenfirmen entsprechen, nicht aber besonders günstige Ergebnisse, wenn sie auch tatsächlich bei richtiger Einstellung und entsprechendem Gase zu erreichen sind, zugrunde gelegt habe, so entspricht dies der für den Vergleich notwendigen Objektivität. Kleine Abweichungen im Verbrauch bei hoher Belastung ändern übrigens gar nichts an den aus den Kurven gezogenen Schlußfolgerungen.

Die folgenden Erörterungen sind nun notwendig gewordene Ergänzungen zu den Ausführungen von Mees und Nägel, um die von diesen gebrachten Tatsachen von verschiedenem ungenauem Beiwerk zu befreien. Ich hoffe auf diese Weise zur weiteren Klärung der für den Gasmaschinenbau bedeutungsvollen Fragen beizutragen.

Welchen Einfluß haben der Heizwert und der Luftüberschuß des angesaugten Gemisches auf die Wärmeausnutzung der Gasmaschine?

A) Die theoretische Wärmeausnutzung im Kreisprozeß kann beeinflußt werden durch:

1) die Zunahme der spezifischen Wärme mit der Temperatur,

2) Dissoziation und Neubildungen bei hohen Temperaturen.

1) Spezifische Wärme.

Daß bei Zunahme der spezifischen Wärme mit höheren Temperaturen und Drücken der Wirkungsgrad des Kreisprozesses bei starker Wärmezuführung kleiner ist als bei geringer Wärmezuführung, ist eine der Grundlehren der Theorie der Wärmekraftmaschinen. (Vergl. Güldner, Verbrennungsmotoren, 2. Aufl., S. 152 und 143.)

Die Frage ist nur, welche Werte für die relative Zunahme der spezifischen Wärmen man der Rechnung zugrunde legen soll. E. Meyer kommt bei seinen äußerst genau durchgeführten Untersuchungen am Gasmotor (Heft 8 der Mittlg. über Forschungsarb. S. 104) zu dem Ergebnis, die Wahrscheinlichkeit könne nicht von der Hand gewiesen werden, daß die spezifischen Wärmen nicht unveränderlich, aber auch nicht so stark mit der Temperatur veränderlich sind, wie von Mallard und Lechatelier angegeben wird. Langen hielt bei seinen bekannten Untersuchungen über die spezifische Wärme (Mittlg. über Forschungsarb. Heft 8) die Annahmen von Mallard und Lechatelier für die Zunahme der spezifischen Wärme der einfachen Gase allerdings für richtig, während Holborn neuerdings eine wesentlich niedrigere Zunahme gefunden hat. Diese Gase zeigen z. B. nach Mallard und Lechatelier zwischen 1300 und 1700° C eine Zunahme der spezifischen Wärme von 5 vH. Dagegen fand Langen für Wasserdampf im gleichen Temperaturabschnitt eine Zunahme von nur 9 vH gegen 13 vH nach Mallard und Lechatelier. Nach den Untersuchungen von Holborn in der Physikalisch-technischen Reichsanstalt erscheint die Zunahme der spezifischen Wärme sogar noch ganz wesentlich kleiner, als Langen sie annimmt. In bezug auf Kohlensäure herrscht eine noch größere Unstimmigkeit. Mallard und Lechatelier selbst haben auf Grund ihrer verschiedenen Versuche drei verschiedene Formeln aufgestellt, die aber notwendigerweise zu hohe Werte angeben, weil sie bei zu hohen Temperaturen, bei denen die Dissoziation bereits merklich ist, bestimmt worden sind. Langen fand zwischen 1300° und 1700° eine tatsächliche Zunahme der spezifischen Wärme von nur $2^1/_2$ vH (gegen 8 vH nach der zweiten Formel von Mallard und Lechatelier), welche auch ziemlich übereinstimmt mit den Ergebnissen von Holborn, der als Formel für die mittlere Molekularwärme bei unveränderlichem Volumen folgende fand:

$$C_v = 6{,}93 + 3{,}04 \cdot 10^3 t - 0{,}73 \cdot 10^6 t^2.$$

Es zeigt sich hier infolge des dritten Gliedes gerade mit zunehmender Temperatur eine immer geringer werdende Steigerung. Langen legte der Einfachheit halber, um in der Formel eine Abhängigkeit von t^2 zu vermeiden, durch die von ihm gefundenen drei Werte bei hohen Temperaturen und durch einen Wert bei 0° C eine Gerade hindurch, wodurch er rechnerisch eine größere Zunahme der spezifischen Wärme erhielt, als er sie tatsächlich gemessen hat.

Aus allen diesen Mitteilungen ist zu ersehen, daß die Werte der Zunahme der spezifischen Wärme, die Hr. Mees seinen Schlußfolgerungen zugrunde legt, zu groß sind, ferner, daß in diesem Gebiet eine Unsicherheit herrscht, die einer Aufklärung immer noch dringend bedarf. Dabei ist

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 45 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2]) Z. 1907 S. 1586.

[3]) Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses, Z. 1907 S. 1405 u. f. Alle genaueren Zahlen sind im folgenden aus der Habilitationsschrift gleichen Titels bezw. den Veröffentlichungen in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten entnommen.

[4]) Z. 1907 S. 521 u. f.

die von verschiedenen Seiten vertretene Behauptung, daß die spezifische Wärme selbst bei hocherhitzten Gasen noch eine Funktion des Druckes sei, ebenfalls noch auf ihren Einfluß zu prüfen[1]).

2) Dissoziation.

Ueber die Größe der für die brennbaren Gemische in Betracht kommenden Dissoziation von CO_2 und H_2O liegen seit einigen Jahren nähere Angaben vor[2]). Zahlentafel 1 gibt an, wieviel vH von CO_2 bezw. H_2O bei den betreffenden Teildrücken und Temperaturen dissoziiert sind.

Zahlentafel 1.

$T =$	1500	2000	2500
Kohlensäure			
Teildruck 10 at	0,0188	0,818	7,08
» 1 »	0,0406	1,77	15,8
» 0,1 »	0,0872	3,73	30,7
Wasserdampf			
Teildruck 10 at	0,0103	0,273	1,98
» 1 »	0,0221	0,588	3,98
» 0,1 »	0,0476	1,26	8,16

Es ist daraus zu ersehen, daß bei $T = 2000$ die Dissoziation noch außerordentlich geringfügig ist. Langen hat bei einem seiner Versuche allerdings gefunden (Forschungsheft 8 S. 40), daß schon bei einer Temperatur von $T = 1848 + 273 = 2121^0$ und einem Teildruck der Kohlensäure von rd. $3^1/_2$ at (wie er auch bei Generatorgasmaschinen vorhanden ist) eine Unstetigkeit in der Abkühlungskurve eintrat, die er auf Dissoziation zurückführen zu sollen glaubt, hat aber bei einem andern Versuche bei $T = 1995 + 273 = 2268^0$ und einem Teildruck der Kohlensäure von rd. $1^1/_2$ at eine solche Unstetigkeit, die auf Dissoziation schließen ließe, nicht beobachtet: ein Beweis, daß sie, entsprechend obigen Zahlenangaben, bei Temperaturen bis zu $T = 2500$, die bei Gasmaschinen infolge der Kühlwasserverluste höchst selten überschritten werden, noch recht gering ist.

Allerdings ist in der Nähe der Dissoziationsgrenze das Bestreben von CO und O_2 sich zu vereinigen, etwas gedämpft; daß diese Wirkung aber nicht überschätzt werden darf, beweisen eben die Versuche von Langen. Von einer Dissoziation des Wasserdampfes kann bei Explosionsmotoren kaum die Rede sein.

Nernst[3]) bemerkt hierzu noch: »Gänzlich läßt sich übrigens bei mäßigen Temperaturen und nicht zu kleinen Drücken der schädliche Einfluß der Dissoziation nach dem Massenwirkungsgesetz zurückdrängen, wenn man für einen selbst nur kleinen Ueberschuß an Sauerstoff sorgt.« Bei dem zweiten der eben erwähnten Langenschen Versuche war in der Tat ein größerer Sauerstoffüberschuß als beim ersten vorhanden.

Darf so einerseits die Größe der Dissoziation nicht überschätzt werden, so darf auch ihrer Wirkung auf die Wärmeausnutzung keine übertriebene Bedeutung beigelegt werden, da der Prozentsatz der wirklich dissoziierten Bestandteile bei abnehmender Temperatur sofort wieder auf null zurückgeht, so daß nur ein schwaches Nachbrennen die Folge ist[1]).

B) Die praktische Wärmeausnutzung des üblichen theoretischen Kreisprozesses kann durch die Verschiedenheit der Arbeitsverluste beeinflußt werden, und zwar (siehe das Sankey-Diagramm Fig. 2) durch:

a) Wärmeverluste durch das Kühlwasser (2),
b) Wärmeverluste durch die Auspuffgase,
  1) durch Nichtbrennen (8),
  2) durch Nachbrennen (6),
  3) durch verlangsamte Zündung (5).

Um eine Uebersicht zu geben, habe ich vergleichshalber 2 Sankey-Diagramme der Gasmaschine, Fig. 1 und 2, aufgezeichnet, wie sie sich bei der idealen Gasmaschine und bei der wirklichen Maschine ausbilden.

In beiden Diagrammen ist durch die Schraffur zwischen der zur Durchführung des Kreisprozesses notwendigen Wärmeabführung (Q_2) durch die Auspuffwärme, die auch durch die Kühlwasserwärme ersetzt werden kann, und der verlustbringenden Wärmeabführung unterschieden. Im übrigen dürften die Diagramme sich selbst erklären.

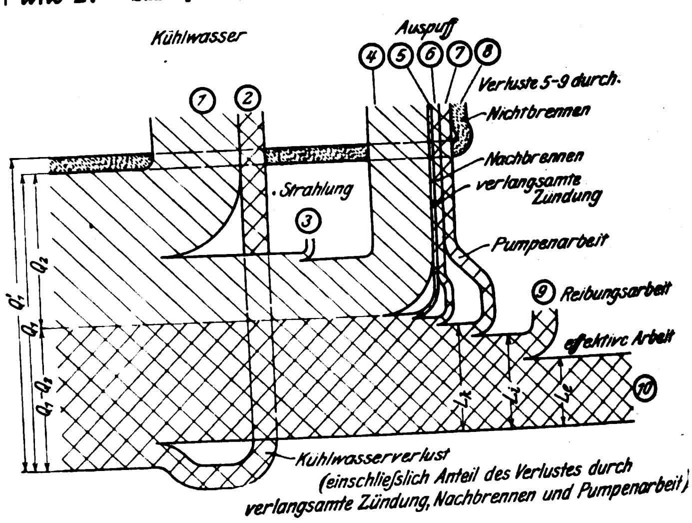


Fig. 1 und 2. Sankey-Diagramme.

Auf diese Arbeitsverluste, welche bereits E. Meyer a. a. O. eingehend behandelt hat, will ich des näheren eingehen, weil die genauen und eingehenden Versuche von Nägel mehr Material an die Hand geben, als bisher durch irgendwelche Arbeiten zur Verfügung gestellt wurde.

Allerdings müssen wir bei den Schlußfolgerungen aus Nägels Versuchen dort, wo sie die Ergebnisse beeinflussen könnten, die geringe Uebereinstimmung beachten, die sich bei Generatorgas trotz oder infolge sorgfältiger Vornahme der Untersuchungen zwischen den durch Analyse und Kalorimeter bestimmten Heizwerten zeigte, deren endgültige Aufklärung Nägel oder andern hoffentlich noch gelingen wird, da sie von größter Bedeutung für die Untersuchungen von Generatorgasmaschinenanlagen und für die vom Verein deutscher Ingenieure dafür aufgestellten »Regeln« ist. Ob wirklich das Nichtbrennen des Methans oder Ungenauigkeit des Kalorimeters bei ärmeren Gasen Schuld trägt, ist mir noch zweifelhaft.

[1]) Die von Häußer in seinen Versuchen mit explosibeln Leuchtgasgemischen (Forschungsheft 5) gefundenen Werte für die spezifischen Wärmen sind sämtlich zu hoch, da er den Einfluß der Abkühlung bei der Explosion wesentlich unterschätzt hat. Die daraus gezogenen Folgerungen für die Abhängigkeit vom Drucke verlieren damit ihren Wert. Für die Beurteilung des Einflusses der Zunahme der spezifischen Wärme bei Gasmaschinen wird es das einfachste sein wenn Explosionsversuche in einer Bombe gemacht werden, in welcher das Gemisch mit denselben Spannungen und denselben Anfangstemperaturen wie bei den Gasmaschinen zur Explosion gebracht wird.

[2]) Vergl. Nernst: Physikalisch-chemische Betrachtungen über den Verbrennungsprozeß in den Gasmotoren, Z. 1905 S. 1426, und derselbe: Theoretische Chemie, 5. Aufl., S. 680.

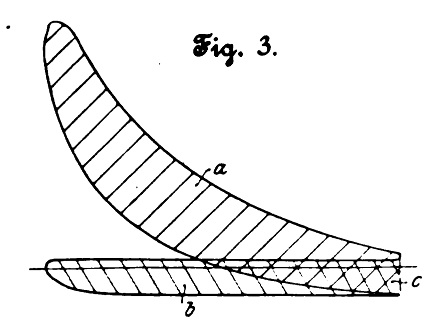
[3]) a. a. O. S. 681.

[1]) Daß bei den höchsten Temperaturen noch weitere Einflüsse durch Neubildungen, z. B. von Stickoxyd, oder Spaltung mehratomiger Gase vorhanden sind, ist wahrscheinlich. Sie zeigen sich aber ebenso wie die Wirkung der Dissoziation in den Abkühlungskurven bezw. in den hohen Werten der spezifischen Wärme und können auf die Wärmeausnutzung ebenso wenig einen großen Einfluß ausüben.



Ferner hat Nägel bei seinen Zusammenstellungen der Wärmeverteilung einen Teil der vom Kreisprozeß gelieferten Arbeit, nämlich die Pumpen- oder Drosselarbeit, nicht erwähnt, obwohl dies für unsere Schlußfolgerungen von Wichtigkeit ist. Nägel hat nur die Summe (1 + 2) in Fig. 2, d. h. die ins Kühlwasser übergetretene Wärme, und die effektive Arbeit 10 ganz genau bestimmt, weniger genau jedoch die im Auspuff enthaltene fühlbare Wärme (4 + 5 + 6 + 7), und zwar mit einem regelmäßigen, nicht unbeträchtlichen Meßfehler, als Folge der Vorausströmung der Auspuffgase und der Benutzung eines einfachen Thermometers statt eines umständlichen Kalorimeters (s. Z. 1907 S. 1466 und 1467), und mit der Ungenauigkeit der angenommenen Zusammensetzung und der spezifischen Wärme der Gase. Endlich hat er aus dem Diagramm mit der Genauigkeit der Indizierung den Wert (9 + 10), die indizierte Arbeit, bestimmt. Im Restgliede $Q_1' - (1+2) - (4+5+6+7) - (9+10)$ sind somit außer dem Meßfehler noch 3) und 8) enthalten, s. Fig. 2. Ich habe mit Hülfe der von Nägel mitgeteilten Diagramme und der angegebenen Kompressions-Enddrücke auch den Wert der Drosselarbeit zu bestimmen gesucht, einer Arbeit, deren Wärmewert in der durch Auspuff und Kühlwasser abgeführten Wärme stecken muß[1]). (7 + 9 + 10) stellen dann die gesamte Kreisprozeßarbeit L_k oder PS_k dar. Im Diagramm Fig. 3 zeigt sich die gesamte Kreisprozeßarbeit PS_k als Summe $a + c$, während unter L_i oder PS_i bekanntlich der Wert Kreisprozeßarbeit minus Drosselarbeit: $(a + c) - (b + c)$ oder, was dasselbe ist, $a - b$ verstanden wird.

Fig. 3.



Nach diesen Erläuterungen kann ich zu den Einzeluntersuchungen übergehen.

a) Wärmeverluste durch das Kühlwasser.

Ueber den Wärmeübergang in das Kühlwasser durch die Wandungen der Gasmaschine bei verschieden hohen Temperaturen sind bisher verschiedene Ansichten ausgesprochen worden, je nachdem man der Wirkung der Wärmestrahlung, die bei schwarzen Körpern mit der vierten Potenz der absoluten Temperatur zunimmt, oder der Wirkung der Wärmeleitung einen größeren Einfluß zuschreiben zu sollen glaubte. Nägel schreibt z. B. in seinem Aufsatz S. 1465: »Bei diesem (dem schwarzen Körper) ist für die Wärmeabgabe durch Strahlung die vierte Potenz der absoluten Temperatur maßgebend. Wenn dem so ist, oder wenn dieses Gesetz auch nur annähernd gelten sollte, so ist ohne weiteres einzusehen, von welch ausschlaggebendem Einfluß die höchsten Temperaturen des Prozesses und ihre Zeitdauer auf die Wärmeverluste sein müssen.« In einer Arbeit von Dipl.-Ing. Wach, die vor kurzem bei der Technischen Hochschule Hannover eingereicht worden ist, sind aus den Abkühlungskurven der Langenschen Explosionsversuche für die üblichen Gasluftgemische die Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt worden. Es ergibt sich zwischen 500 und 1500° ein Temperaturübergang, der proportional $(t - t_w)^2$ ist, wo t_w die Temperatur der Wandung bedeutet. In der Nähe von 1500° und darüber hinaus wächst der Exponent von 2 sehr langsam an, ein Zeichen dafür, daß sich die Strahlung erst bei höheren Temperaturen mehr und mehr geltend macht. Es ist nun zu bedenken, daß Langen mit einer Kugel arbeitete, welche dem brennenden Inhalt ein Minimum von abkühlender und direkt leitender Oberfläche bot. Bei Motoren mit ihren vielgestaltigen Kompressionsraum-Oberflächen, besonders aber bei dem infolge exzentrischer Zündungslage stark bewegten Inhalt überwiegt wohl der Einfluß der Leitung noch mehr gegenüber der Strahlung, und der Exponent dürfte sicher niedriger werden.

[1]) Genau genommen müßte nicht nur die Drosselarbeit, sondern auch ein Teil der Reibungsarbeit des Kolbens in den Werten der Strahlung (3), der Kühlwasserwärme und der Auspuffwärme wieder erscheinen, da durch diese beiden Arbeiten Wärme erzeugt wird. Man macht keinen großen Fehler, wenn man den Wärmewert der Reibungsarbeit und die sonstige unbedeutende Strahlungswärme trennt.

So fand schon E. Meyer aus seinen Versuchen (a. a. O. S. 99) bei einem 6- bis 8 pferdigen Motor einen Exponenten, der höchstens = 1,9 sein konnte, wobei er die ungünstigsten Annahmen machte, um den Exponenten nicht zu niedrig zu erhalten.

Dieselben Versuche geben uns auch genauere Zahlen über den Einfluß der Kühlung auf die Wärmeausnutzung. Meyer fand, daß bei dieser kleinen Maschine der Arbeitsverlust durch Abkühlung während der sichtbaren Verbrennung 3 bis 4 vH und bis 50° Kurbeldrehung — an welcher Stelle eine gute Verbrennung, einerlei, wie sie verläuft, stets beendet sein dürfte — 6 bis 8 vH der gesamten theoretischen Arbeitsfähigkeit betrug. Die kleineren Werte gelten für ein zugeführtes Gemisch von rd. 405 WE Heizwert bei etwas schleichender Verbrennung, die größeren für ein Gemisch von etwa 530 WE mit fast senkrechter Verbrennung. Im ganzen betrug der errechnete Arbeitsverlust durch Wärmeübergang während der Verbrennung und Expansion (nach Mallard und Lechatelier, also etwas zu niedrig gerechnet) bei 530 WE 14,07 vH, bei 405 WE 11,27 vH, entsprechend einer Differenz von nur 2,8 vH.

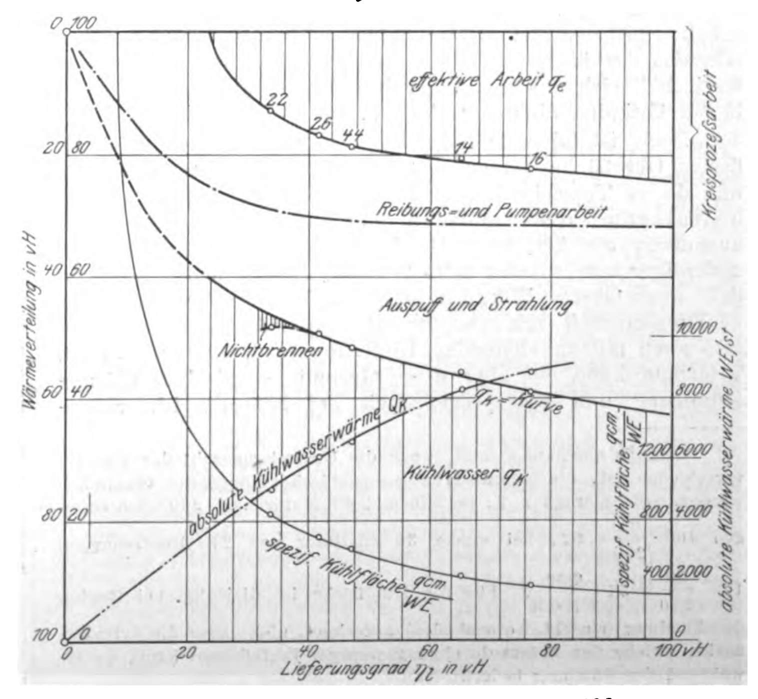
Die Versuche von Nägel gestatten nun Gruppierungen, welche einen tieferen Einblick in die Gesetzmäßigkeiten gewähren.

In Zahlentafel 2 und Fig. 4 sind Versuche mit Generatorgas bei verschiedener Belastung zusammengestellt, bei denen das Kompressionsverhältnis ($\varepsilon = 8{,}16$) unveränderlich war und

Zahlentafel 2.

Versuchsnummer	Lieferungsgrad η_l vH	Kompressions-Enddruck kg/qcm	unterer Heizwert des Gemisches WE/cbm	Temperatur der Auspuffgase °C	vom Kühlwasser durchgeführte Wärmemenge WE/st	spezifische Kühlfläche qcm/WE	Wärmeverteilung: Kühlwasser vH	Wärmeverteilung: effektive Arbeit vH
22	33,8	6,74	517	306	5002	840	51,4	13,1
26	41,8	7,65	513	327	6086	680	50,4	17,0
44	47,2	8,73	520	342	6552	600	48,2	18,6
14	65,1	11,82	525	361	8254	430	44,1	20,5
16	76,8	12,84	514	364	8840	370	41,0	22,3

Fig. 4.



der Heizwert des zugeführten Gemisches nur zwischen 513 und 525 WE schwankte. Es sind jedoch aus den Versuchen nur die unbedingt genauen Werte: Kühlwasserwärme und effektive Arbeit, benutzt, da gerade bei dieser Reihe eine geringere Uebereinstimmung in den Meßfehlern und Reibungsarbeiten aus verschiedenen Versuchsreihen herrscht.

Durch mehr oder weniger starkes Drosseln wird die Menge des angesaugten Gemisches (= Lieferungsgrad) und damit der absolute Enddruck der Kompression und die Leistung beeinflußt, wie dies bei reiner Quantitätsregelung der Fall ist. Die Temperatur bei Beginn der Zündung wird wohl in allen Fällen wenig verschieden sein, da das Kompressionsverhältnis unveränderlich ist und die Anfangstemperatur der Kompression in allen Fällen 50 bis 80° C sein dürfte. Da auch der Wärmeinhalt des Gemisches überall ungefähr gleich ist, so sind auch die höchsten Temperaturen einigermaßen konstant, wenn auch die größere Menge der Rückstände bei kleiner Füllung die Temperatur etwas herabsetzt. Es ist nun eine starke Zunahme des absoluten Wärmeüberganges an das Kühlwasser (Q_k) mit größerer Füllung der Maschine festzustellen, d. h. der Wärmeübergang ist nicht von der Oberfläche und der Temperatur, die doch beide wenig verschieden sind, allein abhängig. Der Grund dieser eigenartigen Erscheinung wird, da eine Abhängigkeit des Wärmeüberganges vom Druck weniger wahrscheinlich ist, hauptsächlich darin liegen, daß bei geringem Lieferungsgrad der Maschine die Temperatur des Inhaltes durch die Wärmeabgabe an das Kühlwasser und damit auch die Wärmeabgabe selbst viel schneller abnimmt als bei größeren angesaugten Gasmengen. Es ergibt sich dies ja auch aus der allmählich zunehmenden Auspufftemperatur (Zahlentafel 2). Der Anteil des Kühlwassers (q_k) an der gesamten zugeführten Wärme nimmt dagegen mit zunehmendem Zylinderinhalt ab. Die für den Versuchsmotor berechneten Werte der Oberfläche des Kompressionsraumes in qcm, die auf jede zugeführte Wärmeeinheit kommen, geben einen klaren Nachweis, wie die spezifische Kühlfläche die Kühlwasserwärme beeinflußt.

Da die spezifische Kühlfläche auch mit der Größe der Motoren abnimmt, läßt sich ohne weiteres sagen: Mit zunehmender Motorgröße nimmt der Prozentsatz der in das Kühlwasser übergehenden Wärmemenge ab.

Während z. B. bei einem zweipferdigen Motor bei Vollfüllung und 500 WE im angesaugten Gemisch auf eine Wärmeeinheit rd. 400 qcm kühlende Kompressionsraumfläche kommen, entfallen bei einem 30 pferdigen Motor auf 1 WE rd. 120 qcm. (Ich habe diesen Berechnungen Ausführungen der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg zugrunde gelegt.)[1])

Ob die gesamte, durch Kühlwasser und Auspuff abgeführte Menge, abzüglich des Wärmewertes der Drosselarbeit, mit der Menge der Abgase abnimmt oder zunimmt, wie also der übrig bleibende Kreisprozeß dadurch beeinflußt wird, läßt sich aus den Versuchen Nägels aus oben angegebenen Gründen nicht entscheiden.

Doch ist folgende Schlußfolgerung zulässig: Die spezifische Oberfläche nimmt mit zunehmender Motorgröße ab, und da es Tatsache ist, daß unter sonst gleichen Verhältnissen größere Motoren ein gleiches Gemisch besser ausnutzen als kleine, z. B. ein 30 pferdiger besser als ein 2 pferdiger, so scheint mir daraus bestimmt hervorzugehen, daß der Gesamt-Wärmeanteil von Kühlwasser + Auspuff — Drosselarbeit mit abnehmender spezifischer Oberfläche, also auch mit zunehmendem Lieferungsgrad, abnehmen muß. Trotzdem habe ich aber diese Grenzlinie zwischen Wärmeabführung und Kreisprozeßarbeit bei höherem Lieferungsgrad fast wagerecht gezeichnet, weil genauere Versuchsreihen fehlen. Wahrscheinlich aber ist es, daß der Wirkungsgrad der Kreisprozeßarbeit mit zunehmendem Lieferungsgrad zunimmt, schon aus dem Grunde, weil er bei abnehmendem Lieferungsgrad zuletzt = 0 werden muß (spezifische Kühlfläche = ∞).

Wie macht sich nun bei gleichbleibender Leistung der Einfluß des ärmeren oder reicheren Gemisches geltend? Ich habe zu diesem Zweck wiederum verschiedene Versuche Nägels zusammengestellt, aber in etwas andrer Form, als er selbst dies in Fig. 12, 15, 20, 21 und 23 seines Aufsatzes getan hat. In Fig. 5 sind die Generatorgasversuche 143 bis 149 von Nägel in der Weise zusammengestellt, daß die Wärmeverteilung auf Kühlwasser, Auspuff und Arbeit in ihrer Abhängigkeit vom Heizwert des angesaugten Gemisches[1]) deutlich zu erkennen ist. Von der Summe Kühlwasser und Auspuff ist der darin steckende Wärmebetrag der Drosselarbeit abgezogen, der hier ziemlich beträchtlich ist, da ja die 8 pferdige mit Drosselregelung arbeitende Maschine mit nur 4 PS beansprucht wurde. Er ist jedoch zur indizierten Arbeit zugeschlagen, mit der zusammen er den Wärmebetrag der Kreisprozeßarbeit anzeigt. Ferner ist der Einfluß der Abkühlung verhältnismäßig bedeutend, da der Wärmeinhalt der Maschine gegenüber der gegebenen Oberfläche bei dieser geringen Belastung nur so groß ist wie sonst bei einer 2 pferdigen Maschine. Es ist darum ein außergewöhnlicher — bei größeren Maschinen und bei Belastung jedenfalls geringerer — Einfluß des Kühlwassers zu vermuten. Zur Erklärung ist auch folgendes zu beachten: Um bei 550 WE im Gemisch nicht mehr Leistung als bei 350 WE zu erzielen, muß der Lieferungsgrad im ersteren Falle wesentlich geringer sein (etwa im Verhältnis 350 : 550). Nun haben wir in Fig. 4 gesehen, daß die Verringerung des Lieferungsgrades auf Erhöhung des Kühlwasseranteiles an der Wärmeverteilung wirkt. Da aber gleichzeitig bei Erhöhung des Heizwertes von 350 auf 550 WE die Explosionstemperaturen und überhaupt die Temperaturen des Kreisprozesses erhöht werden, so addieren sich beide Einflüsse mit zunehmendem H_g, um eine starke Steigerung des Kühlwasseranteiles, wie sie Fig. 5 zeigt, zu bewirken. Naturgemäß muß sich bei solchen Versuchszusammenstellungen auch ein stärkerer Einfluß auf die Wärmeausnutzung der Maschine ergeben. So zeigt sich denn für die Kreisprozeßarbeit, für die indizierte und für die effektive Arbeit eine deutliche Abnahme der Wärmeausnutzung mit zunehmendem Heizwert des angesaugten Gasluftgemisches. In dieser Abnahme ist allerdings der Einfluß der zunehmenden spezifischen Wärme mitenthalten.

In die gleiche Figur sind auch die Leuchtgasversuche 162 bis 168 eingetragen, welche mit den Generatorgasversuchen, besonders bei der genau gemessenen effektiven Arbeit, sehr gut übereinstimmen und darum ähnliche Ergebnisse deutlich zeigen. Die Kompression der beiden Versuchsreihen entspricht etwa 12 at bei Vollbelastung infolge des Kompressionsverhältnisses $\varepsilon = 6{,}58$.

Die Leuchtgasversuche 111 bis 117 in Fig. 6, die mit einem niedrigen Kompressionsverhältnis $\varepsilon = 3{,}63$ genommen sind, entsprechend der niedrigen Kompression von 6 bis 7 at bei Vollbelastung, bestätigen ebenfalls obige Angaben, wenn auch hier die Abnahme auffallenderweise weniger stark erscheint. Jedenfalls ist ein Kühlwasseranteil bis zu 55 vH der gesamten zugeführten Wärme für größere Gasmaschinen derart ungewöhnlich, daß eine einfache Uebertragung dieser Ergebnisse auf große Motoren ausgeschlossen erscheint.

Die weitere Erörterung über die Gesetzmäßigkeiten dieser Zusammenstellungen setzt die Besprechung derjenigen Arbeitsverluste voraus, welche durch Nichtbrennen und Nachbrennen entstehen.

---

[1]) Genau genommen muß, wenn die Umdrehungszahl der Motoren verschieden ist, die sekundliche spezifische Kühlfläche verglichen werden. Sie beträgt z. B. bei einem 2 PS-Motor von 260 Umdrehungen $400 \cdot \frac{60}{260} = 92$, bei einem 30 PS-Motor von 210 Umdrehungen $120 \cdot \frac{60}{210} = 34 \frac{\text{qcm}}{\text{WE} \cdot \text{sk}}$. Für die Kühlfläche ist diejenige bei Beginn der Zündung (einschl. Kolbenboden) gerechnet, nicht aber die Zylinderfläche, welche den Wärmedurchgang weniger beeinflussen kann, da sie während der Zündung bedeckt ist

[1]) Die Abhängigkeit der Versuchswerte vom Heizwert des angesaugten Gemisches = H_g erscheint mir viel durchsichtiger als die Abhängigkeit von einem reziproken Wert $m = \frac{1000}{H_g}$, wie ihn Nägel einführt. Auch ist der Wert H_g bei Berechnungen seit langem üblich.



Wärmeverteilung bei wechselndem Heizwert des Gemisches für Generatorgas und Leuchtgas bei konstanter Belastung nach den Versuchen Nägels.

Fig. 5. Versuche 143 bis 149 und 162 bis 168.

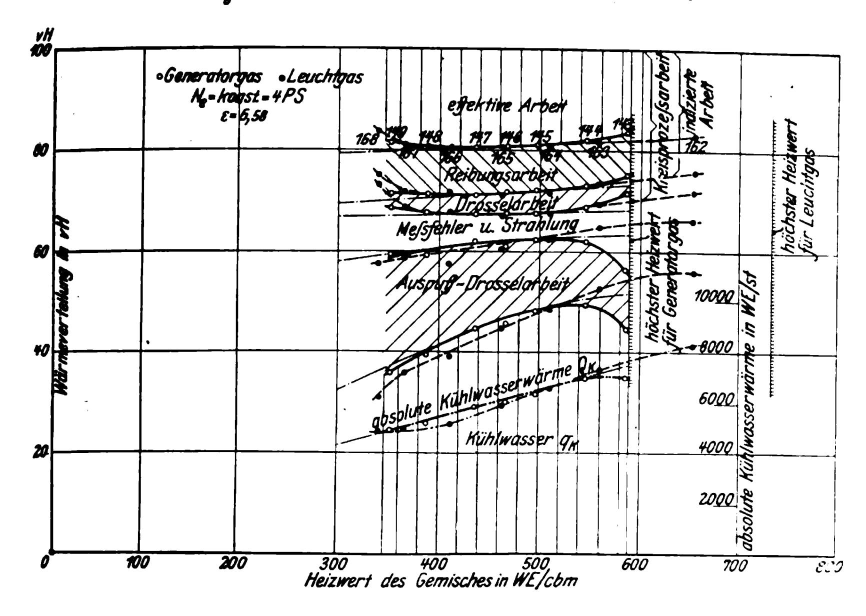


Fig. 6. Versuche 111 bis 117.

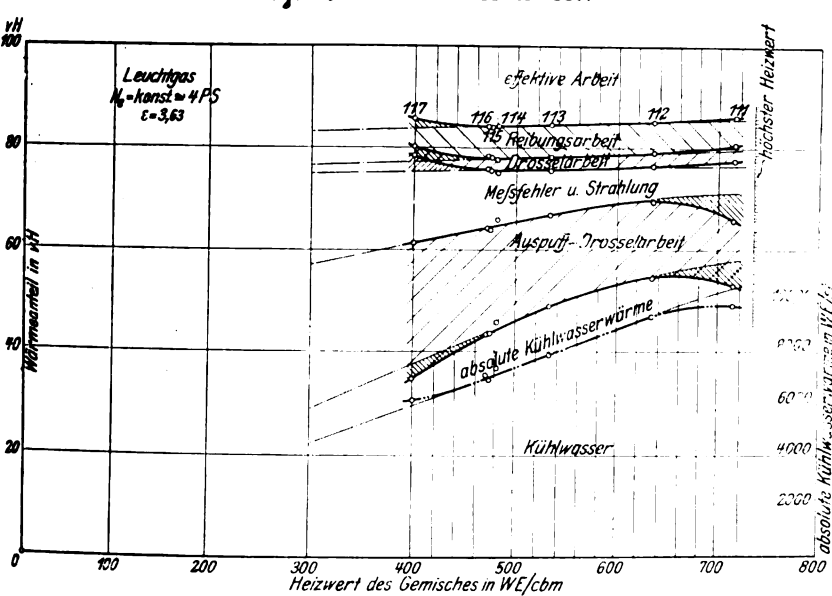
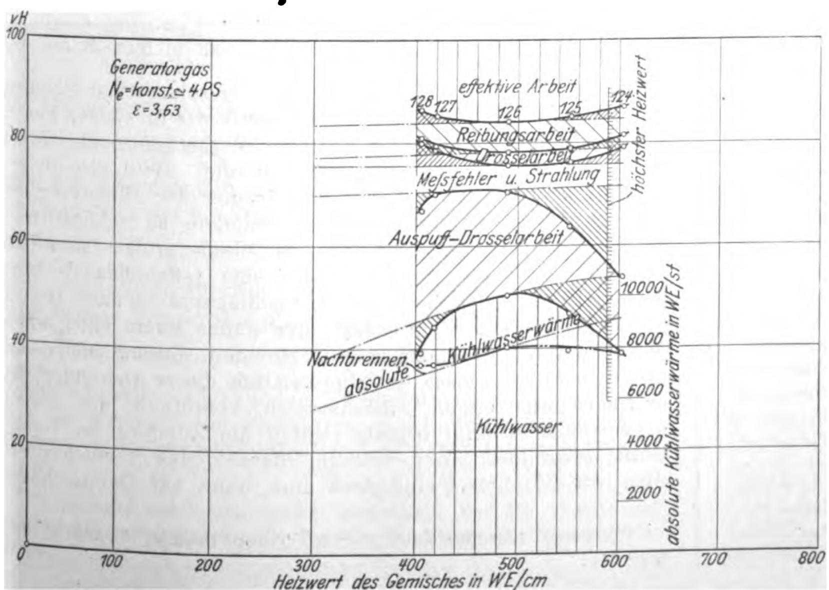


Fig. 7. Versuche 124 bis 128.



b) Wärmeverluste durch die Auspuffgase.

Die Diagramme Fig. 5 und 6 führen unmittelbar zur Untersuchung der Arbeitsverluste durch Nichtbrennen eines Teiles des angesaugten Gases.

In den Diagrammen ist außer dem Anteil des Kühlwassers an der Wärmeverteilung auch noch als unterste strichpunktierte Linie der absolute Kühlwasserverbrauch Q_k eingetragen; außerdem ist durch eine Linie die Grenze angegeben, bei welcher der Luftüberschuß nach den kalorimetrischen Bestimmungen von Nägel = 0 ist (nach der Analyse wäre diese Linie nach links zu verschieben) und somit das höchstmögliche H_g erreicht ist. Es zeigt sich nun deutlich, besonders an den Q_k- und q_k-Linien, in der Nähe dieser Grenze eine Unstetigkeit im Kühlwasserverbrauch, die, wie bereits Nägel gezeigt hat, darauf hinweist, daß ein Teil des Gases dort nicht verbrennt[1]).

Obwohl es höchst wahrscheinlich ist, daß die Mischung die denkbar innigste gewesen sei, so scheint eben doch nicht jeder brennbare Teil seinen Sauerstoff zu finden, sobald der Ueberschuß geringer als etwa 20 vH ist. Dieser Umstand beeinflußt die Wärmeausnutzung reicher Gemische bedeutend mehr als irgend ein andrer.

Ebenso wichtig wie der Arbeitsverlust durch Nichtbrennen ist aber derjenige durch Nachbrennen des Gemisches während der Expansion und der durch verlangsamte, bei wachsendem Volumen stattfindende Entzündung hervorgerufene, die sich beide durch Temperaturerhöhung der Auspuffgase, damit aber auch durch stärkere Wärmeabfuhr ins Kühlwasser, bemerkbar machen. Während das Nichtverbrennen eines Teiles des luemisches sich durch Verminderung der absowten Kühlwasserwärme bemerkbar macht, beGirkt das Nachbrennen eine Erhöhung[2]). Treten beide gleichzeitig auf, und das ist bei armen Gemischen fast immer der Fall, so können ihre Wirkungen sich in den Kühlwasserkurven gegenseitig aufheben, während sie sich in den Arbeitskurven summieren.

---

[1]) Die in das Kühlwasser übergehende Wärmemenge Q_k ist bei dieser Versuchsgruppierung fast genau proportional dem Heizwert des zugeführten und verbrannten Gemisches: $Q_k = \zeta H_g$. Verbrennt jedoch nur der Teil η des Gases, so ist $Q_k = \zeta \eta H_g$ und der z. B. bei $H_g = 586$ in Fig. 5 anzutragende Wert (Versuch 143) um $\zeta (1 - \eta) H_g$ zu klein Durch Messung findet man hier $\eta = 0{,}93$. Werden nun vom Heizwert des Gases nur ηH_g ausgenutzt, statt H_g, so muß im selben Verhältnis mehr Gas zugeführt werden, also statt x cbm $\frac{x}{\eta}$ cbm, um die gleiche Leistung aufrecht zu erhalten. Der Anteil q_k der Kühlwassermenge am gesamten Wärmeverbrauch wird darum

$$q_k = \frac{\zeta \eta H_g}{\frac{x}{\eta} H_g} = \frac{\zeta}{x} \eta^2,$$

wo ζ und x gegeben sind. Da $\eta^2 = 0{,}93^2 = 0{,}86$, so muß sich in der q_k-Kurve eine Abweichung von 14 vH zeigen. In den Kurven der Arbeitsausnutzung muß sich dagegen als Folge des Nichtbrennens eine Abweichung von rd. 7 vH zeigen, da sie lediglich eine Folge der im Verhältnis $\frac{1}{\eta} = \frac{1}{0{,}93}$ mehr zugeführten Wärme ist. Da diese Berechnungen sich in Fig. 5 und auch in Fig. 6 bestätigen, so ist dies ein Beweis, daß die schlechtere Wärmeausnutzung bei sehr geringem Luftüberschuß nur die Folge des Nichtbrennens eines Teiles des Gases ist.

[2]) So zeigt sich in Fig. 5 bei einem Heizwert von 352 WE (Versuch Nr. 149) in der absoluten Kühlwassermenge bei Generatorgas keine sonderliche Abweichung, während die verschlechterte Wärmeausnutzung für die einzelnen Arbeiten auf eine Addition von Nachbrennen und Nichtbrennen hinweist. Da wir ferner oben gesehen haben,

Zahlentafel 3.

Gasgehalt	Heizwert des Gemisches H_g	Anfangsdruck p_a	Anfangstemperatur T_1	Explosionsdruck p_e	Explosionstemperatur T_e	bei der Entzündung entstehende Temperatur $T_2' = T_1 \frac{H_g}{c_p}$	Explosionsdauer τ	Zündgeschwindigkeit $Z = \frac{0,185}{\tau}$	$\sqrt[4]{Z}$	spezifische Kühlfläche
Vol.-vH	WE/cbm	kg/qcm	^{0}C abs.	kg/qcm	^{0}C abs.	^{0}C abs.	sk	m/sk	(m/sk)$^{1/4}$	qcm/WE
*		*	*	*	*		*			
11	587	1,9	291	8,8	1390	1990	0,103	1,8	1,16	900
12	640	1,9	291	9,55	1515	2110	0,070	2,64	1,28	820
13	694	1,9	291	10,25	1630	2220	0,050	3,7	1,37	760
14	748	1.9	291	10,85	1735	2330	0,037	5,0	1,49	710
15	800	1,9	291	11,40	1825	2430	0,030	6,2	1,58	660
8,5	454	3,55	294	12,3	—	1670	0.355	0,52	0,85	570
9	482	3,55	294	14,4	—	1740	0,25	0,74	0,93	540
10	535	3,55	294	16,8	—	1870	0,135	1,37	1,08	490
11	587	3,55	294	18,9	1620	1990	0,095	1,95	1,19	440
12	640	3,55	294	20,6	1770	2110	0,062	2,98	1,31	400
13	694	3,55	294	22,1	1900	2220	0,045	4,11	1,43	370
14	748	3,55	294	23,6	2030	2330	0,033	5,6	1,54	350
15	800	3,55	294	24,8	2140	2430	0,026	7,1	1,63	320

Bemerkung: Die *Werte sind von Häußer angegeben, die übrigen berechnet.

Die ungünstige Wirkung dieser Summierung von Nachbrennen und Nichtbrennen zeigt sich nur zu deutlich in der Wärmeausnutzung der Kreisprozeßarbeiten und der indizierten Arbeiten bei armen Gemischen.

Um die Ursachen und die Erscheinungen des Nachbrennens armer Gemische besser zu verstehen, müssen wir auf die Gesetze der Entzündung von Explosionsgemischen näher eingehen. Die Theorie dieser Entzündung bedarf noch eingehender wissenschaftlicher Versuche mit den verschiedenen technischen Gasgemischen; bis zur Ausführung derselben müssen uns die wenigen empirisch festzustellenden Werte der Zündgeschwindigkeit genügen. Solche lassen sich z. B. aus den »Untersuchungen über explosible Leuchtgas-Luftgemische« von Häußer (Forschungsheft 25) ermitteln. Die Versuche wurden leider mit sehr geringen Gemischmengen (rd. $^1/_3$ ltr, während bei den Explosionsversuchen von Langen ein Gefäß von 34 ltr Inhalt benutzt wurde) vorgenommen, so daß die Abkühlung ganz beträchtlich war. Dagegen haben sie den Vorteil, daß sie mit einer Röhre von 40 mm Dmr. angestellt wurden, welche eine parallele Verschiebung der Zündfläche einigermaßen gewährleistet.

Der längste Weg der Zündung von der Entzündungsstelle an betrug etwa 0,185 m. Diese Weglänge, dividiert durch die Zeit von der Entzündung bis zur Erreichung des höchsten Druckes (soweit sich dies aus den Diagrammen einigermaßen genau ablesen läßt), ergibt die Geschwindigkeit der Zündung in einer Röhre. In Zahlentafel 3 sind die Versuchsangaben von Häußer und die daraus zu berechnenden Werte für die Zündgeschwindigkeit wiedergegeben.

Man kann sich nun den Vorgang der Gasmaschinenzündung bezw. der Zündung in geschlossenen Gefäßen so vorstellen, daß sich die hohe Temperatur des Zündfunkens bezw. der zuerst entflammten Schicht durch Wärmeleitung verbreitet und dadurch die benachbarten Schichten auf Entflammungstemperatur bringt; die Geschwindigkeit der Fortpflanzung ist also zunächst durch die Wärmeleitfähigkeit der Gase bedingt. Diese ihrerseits ist verschieden für verschiedene Gase, z. B. für den leichten Wasserstoff wesentlich größer als für andre Gase, ist aber auch abhängig vom Temperaturunterschied zwischen wärmeabgebender und wärmeaufnehmender Gasschicht. Dann aber ist die Schnelligkeit der Fortpflanzung bedingt durch die Geschwindigkeit, mit der eine erhitzte Schicht chemisch zu reagieren und sich so auf immer höhere Temperaturen zu bringen sucht, d. h. im wesentlichen durch die Aenderung der Reaktionsgeschwindigkeit mit der Temperatur[1]). Nun haben aber Versuche gelehrt, daß die Geschwindigkeit, mit der ein chemisches System seinem Gleichgewicht zustrebt, mit wachsender Temperatur außerordentlich ansteigt; so nimmt z. B. die Reaktionsgeschwindigkeit des Stickoxydes etwa mit der zehnten Potenz der absoluten Temperatur zu. Ferner erhöht nach Nernst die mit der Drucksteigerung verbundene Konzentration der reagierenden Substanzen nach dem Gesetz der chemischen Massenwirkung ebenfalls die Reaktionsgeschwindigkeit. Endlich wird durch die Ausdehnung der ersten verbrannten Gemischteile die glühende Grenzschicht nach den unverbrannten Teilen hin befördert, und zwar um so mehr, je größer die Wärmezuführung oder die Temperaturzunahme ist, und ebenfalls die Zeit bis zum Durchschlag der Zündung vermindert.

Dieser »Transport« in der Richtung der Entzündung ist bei offenen Räumen, bei denen mit der Ausdehnung keine Drucksteigerung verbunden ist, ebenso groß, wie es der Ausdehnung des Gases durch die Verbrennung entspricht. Nimmt das Gas z. B. nach der Zündung das 4fache Volumen ein, so erhöht sich bei Röhren, die in der Zündrichtung offen sind, die Zündgeschwindigkeit im Verhältnis 1 : 4, bei einem in der Zündrichtung offenen Kegel oder im offenen Raum dagegen nur im Verhältnis $1 : \sqrt[3]{4}$. In geschlossenen Räumen ist dieser Transport zuerst ebenso groß wie im offenen Raum, nimmt aber dann mit zunehmender Verbrennung ab, da er zum Schlusse naturgemäß = 0 sein muß. Will man in geschlossenen Räumen zwecks Verkürzung der Zünddauer ein Maximum von Transportwirkung erzielen, so schließt man ein Rohr mit der offenen Seite an einen großen Raum an und zündet an der geschlossenen Seite (»Schußkanal« nach Otto). Der Transport in diesem Schußkanal ist dann fast so groß, als ob das Rohr bezw. der ganze Raum offen wäre. Der Kompressionsraum der liegenden Gasmaschinen hat meistens eine gewisse Aehnlichkeit mit dieser Anordnung, da er meist aus einem röhrenartigen Ventilraum und einem großen Kolbenraum besteht, wobei die Zündung im Ventilraum stattfindet. Man erkennt daraus, daß Versuchzahlen über die Zündgeschwindigkeit nur dann auf Gasmaschinen

daß sich die Verschlechterung durch Nichtbrennen in der q_k-Kurve quadratisch bemerkbar macht, während das Nachbrennen längst nicht in dieser Stärke wirkt, so muß dann, wenn sich in der Q_k-Kurve die Wirkungen von Nachbrennen und Nichtbrennen aufheben, der Einfluß des Nichtbrennens in der q_k-Kurve bemerkbar sein. Fig. 5 bestätigt dies, noch mehr aber Fig. 6. Auch erklärt sich nach diesen Ausführungen leicht, warum in Fig. 6 und besonders in Fig. 7, welche die Generatorgasversuche 124 bis 128 bei geringer Kompression darstellt, in der q_k-Kurve das Nachbrennen, in der Q_k-Kurve das Nichtbrennen sich mehr bemerkbar macht.

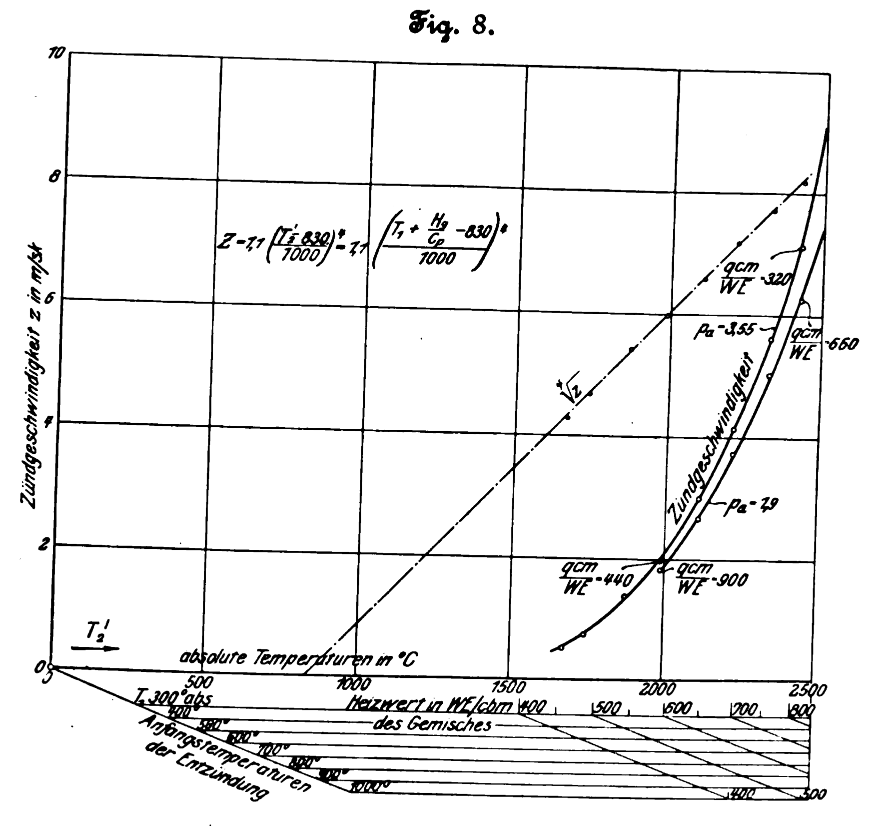
[1]) Vergl. hierüber auch Nernst, Theor. Chemie, 5. Aufl. S. 682 und 666.



unmittelbar übertragen werden können, wenn Versuchsraum und Kompressionsraum ähnliche Gestalt haben; im andern Falle sind die Versuchswerte mit einem entsprechenden Koeffizienten zu multiplizieren.

Die Einflüsse der Wärmeleitfähigkeit, der Reaktionsgeschwindigkeit und der Drucksteigerung sind dagegen unabhängig von der Raumgestaltung; sie bedingen hauptsächlich die Veränderung der Zündgeschwindigkeit und sind ihrerseits abhängig von der bei der Entzündung entstehenden Temperatur T_2', die wieder durch die Anfangstemperatur T_1 des Gemisches bei der Entzündung und den Heizwert des Gemisches H_g bedingt ist. Diese Temperatur T_2' ist nun bei geschlossenen Gefäßen ungefähr dieselbe wie bei offenen, nämlich $T_2' = T_1 + \frac{H_g}{c_p}$, wo c_p die auf das Gewicht von 1 cbm Gemisch bezogene mittlere spezifische Wärme bei konstantem Druck bedeutet. Tatsächlich verbrennt nämlich das einzelne Molekül, dessen Volumen gegenüber der Gesamtmasse des Gases unendlich klein ist, fast bei konstantem Druck und bewirkt damit nur die Temperaturerhöhung $\frac{H_g}{c_p}$, nicht aber $\frac{H_g}{c_v}$, während der Wärmeanteil $\frac{H_g}{c_v} - \frac{H_g}{c_p}$ dazu dient, die Ausdehnung des verbrennenden Moleküls und damit die Kompressionssteigerung der übrigen Gasmasse zu bewirken.

Fig. 8.



Der Temperaturunterschied zwischen der verbrannten und der unverbrannten Schicht ist also unveränderlich $= \frac{H_g}{c_p}$. Erst infolge der zunehmenden Drucksteigerung im Gasgemisch wird die Temperatur der bereits verbrannten Teile allmählich so weit erhöht, daß die mittlere Temperatur der Gasmasse $= T_1 + \frac{H_g}{c_v}$ wird. Maßgebend für die Zündgeschwindigkeit kann jedoch diese letztere Temperatur nicht sein, während die Temperatur $T_1 + \frac{H_g}{c_p}$ auch dann das ungefähre Mittel der für die Zündgeschwindigkeit maßgebenden Temperaturen darstellt, wenn man die Wirkung von Strahlung und Leitung bei der Entzündung noch berücksichtigt[1]). Ich habe darum in Fig. 8 die nach Häußer berechneten Zündgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der entstehenden Temperatur T_2' aufgetragen, ferner in Abhängigkeit von T_1 und H_g, wo T_1 die durch die Kompression bewirkte Temperatur des Gemisches darstellt. Die beiden Zündgeschwindigkeitskurven gelten für die absoluten Anfangsdrücke $p_a = 1{,}9$ und $p_a = 3{,}55$ at, während bei Gasmaschinen die Anfangsdrücke wesentlich höher sind. Da gleichzeitig für beide Kurven die spezifischen Kühlflächen verschieden waren, so läßt sich ein strenger Schluß auf die Größe des Einflusses des Kompressionsdruckes daraus nicht ziehen. Immerhin bewirken sowohl die bei Gasmaschinen üblichen höheren Kompressionsdrücke, als die geringeren spezifischen Kühlflächen, daß die Werte der Zündgeschwindigkeiten dabei nicht unerheblich höher sein werden.

Wenn wir die vierte Wurzel der für $p_a = 3{,}55$ gefundenen Werte (in größerem Maßstab) über den entsprechenden T_2' auftragen, so erhalten wir Punkte, die ungefähr auf einer Geraden liegen, welche die Abszissenachse bei der Temperatur $T_2' = 830^0$ schneidet, einer Temperatur, die ungefähr der Entzündungstemperatur des Knallgases entspricht. Wir können darum nach den Häußerschen Werten eine Formel für die Zündgeschwindigkeit Z aufstellen, welche lautet:

$$Z = \zeta\left(\frac{T_2' - 830}{1000}\right)^4 = \zeta\left(\frac{T_1 + \frac{H_g}{c_p} - 830}{1000}\right)^4.$$

ζ ist in unserm Falle $= 1{,}1$.

Ob diese Formel einem wirklichen Gesetz entspricht oder nur zufällig für diese Versuche gilt, wie sich bei andern Gasen als Leuchtgas, bei andern Anfangsdrücken oder bei anders gestalteten Kompressionsräumen die Werte für ζ bezw. der Wert 830 ändert, läßt sich leider heute noch nicht beantworten; doch ist eine genaue Kenntnis dieser Verhältnisse von großer Bedeutung für das Verständnis einer ganzen Anzahl von Verbrennungsvorgängen.

Für die Vorgänge in der Gasmaschine können wir aber bereits mit Sicherheit schließen:

1) Eine Erhöhung des Heizwertes eines Gemisches bewirkt, da sie die Endtemperatur der Explosion erhöht, eine starke Zunahme der Zündgeschwindigkeit;

2) eine Erhöhung der Anfangstemperatur eines Gemisches, etwa durch Kompression, bewirkt ebenfalls, da sie die Endtemperatur entsprechend erhöht, eine starke Zunahme der Zündgeschwindigkeit.

Will man also arme, langsam brennende Gasgemische wirtschaftlich, d. h. bei ungefähr konstantem Volumen, verbrennen, so ist schon zwecks Erhöhung der Anfangstemperatur der Zündung eine hohe Kompression unbedingt erforderlich. Die Wirkung der Temperaturerhöhung auf die Zündgeschwindigkeit geht aber sehr deutlich aus den Diagrammen Fig. 20 und 21 (S. 1464) von Nägel hervor, wo Diagramme für $\varepsilon = 3{,}63$ und $\varepsilon = 6{,}58$ mit gleichem Heizwert des Gemisches übereinander gezeichnet sind. Die zu den einzelnen Versuchen gehörigen Heizwerte des Gemisches sind aus den von Nägel angegebenen Werten von $m = \frac{1000}{H_g}$ umzurechnen bezw. aus unserer Figur 5 zu entnehmen. Nach diesen Diagrammen Nägels erscheint die Steigerung der Zündgeschwindigkeit zwischen den Versuchsreihen mit niederer und höherer Kompression stärker, als dies die geringe Temperaturerhöhung durch höhere Kompression nach den Häußerschen Werten bewirken könnte; anderseits ist wieder die Verschiedenheit der Zündgeschwindigkeit in den Diagrammen einer Versuchsreihe, z. B. 143 bis 149, nicht so stark, wie man erwarten müßte. Beide Erscheinungen lassen sich jedoch befriedigend erklären, sobald man annimmt, daß die Zündgeschwindigkeit auch mit höherem Anfangsdrucke wächst. Dann folgt aber weiter daraus, daß die reichen Gemische, welche bei diesen Versuchsreihen infolge der Drosselung und des dadurch vermin-

[1]) Vielleicht findet sich später Gelegenheit, auf die Theorie der Zündung näher einzugehen, als der Zweck obiger Ausführungen hier zuläßt.

derten Anfangsdruckes der Zündung noch **stoßfrei** verbrannt werden konnten, bei voller Kompression nicht mehr verbrannt werden könnten.

3) Bei größeren Motoren, wo die Wandungen wenig kühlende Wirkung auf den Kern des komprimierten und dadurch vorgewärmten Gemisches ausüben, ist die Zündgeschwindigkeit des gleichen angesaugten Gemisches unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich größer als bei kleineren. Es können darum größere Motoren bei gleicher Kompression ganz abgesehen von Vorzündungen durchaus nicht ohne weiteres dieselben reichen Gemische vertragen wie kleinere. Die Erfahrungen, die man mit größeren Benzin- und Leuchtgasmotoren gemacht hat, bestätigen dies zur Genüge. Will man also auch in größeren Motoren reiche Gemische verwenden, ohne daß die Zündung stoßend wirkt, oder kann man dies unter Umständen nicht umgehen, so ist eine

Fig. 9. Leistung 20 PS.

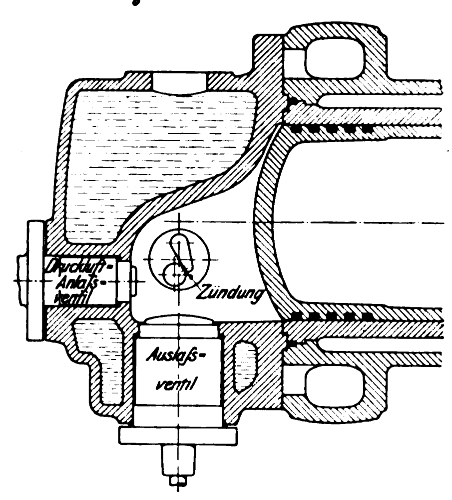
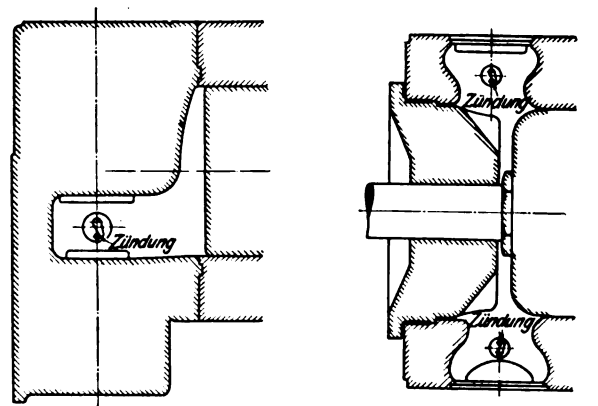


Fig. 10. Leistung 100 PS. Fig. 11. Leistung 500 PS.



stärkere Kühlung etwa durch verhältnismäßige Vermehrung der Oberfläche gegenüber dem Wärmeinhalt am Platze, wobei der etwas größere Verlust durch Wärmeabführung in den Kauf zu nehmen ist. Während bei kleinen Motoren eine einfache Gestaltung des Kompressionsraumes zur Verminderung der kühlenden Oberfläche erstes Erfordernis ist, sind größere Motoren, wenn sie vielseitig, besonders auch für zeitweise oder dauernd stark wasserstoffhaltige Gemische, benutzt werden sollen, mit verhältnismäßig nicht zu kleiner Oberfläche bezw. mit dünnen Gemischschichten auszuführen. Der Kompressionsraum der großen doppeltwirkenden Viertaktmaschinen mit oben und unten liegenden Ventilen erscheint demnach von diesem Gesichtspunkt au; durchaus zweckmäßig. Man vergleiche die Abbildungen der diesen Gesichtspunkten entsprechenden Kompressionsräume für Leuchtgas- und Koksofengasmaschinen der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg mit 20, 100 und 500 PS_e Leistung für den einzelnen Kompressionsraum, Fig. 9, 10 und 11. Die Umständlichkeiten und Gefahren des Wassereinspritzens, das man ebenfalls zum gleichen Zweck vorgeschlagen hat, lassen sich auf diese Weise zweckmäßig umgehen.

Soll durch die Verbrennung eines Gemisches im Explosionsmotor kein Stoßen im Triebwerk eintreten, so kann man ungefähr annehmen, daß die Verbrennung mindestens solange dauern muß, daß sich die Kurbelwelle während dieser Zeit um 20° dreht; besser sind 30 bis 40°. Es ist dies natürlich eine rohe Angabe, die aus Diagrammen der üblichen Explosionsmotoren entnommen ist, und es ist dabei zu beachten, daß der Beginn der Verbrennung infolge der anfänglich sehr geringen Druckerhöhung schwer zu bemerken ist. Auch ist die Härte des Stoßes von Konstruktionseinzelheiten der Maschine abhängig.

Bei den von E. Meyer veröffentlichten Diagrammen (Forschungsheft 8 S. 107), bei denen der Beginn der Zündung genau gemessen ist, beträgt der »Verbrennungswinkel« 30 bis 35°.

Legen wir 20° als äußerste Grenze zugrunde und nehmen einen Motor mit 3,5 m Kolbengeschwindigkeit an, so ergibt sich daraus eine zulässige Zündgeschwindigkeit von 6,3 bezw. 9,5 m, je nachdem der längste Zündweg 0,2 oder 0,3 des Kolbenhubes beträgt. Wenn wir uns auch unter diesen Zahlen nichts vorstellen können, solange wir nicht mehr Versuchsmaterial über Zündgeschwindigkeiten bei höheren Drücken und in gegebenen Kompressionsräumen besitzen, so ist daraus doch jedenfalls zu erkennen, daß die Entzündungstemperatur und der Heizwert des Gemisches eine feste obere Grenze haben, die bei größeren Motoren mit hoher Kompression tiefer liegt als bei den älteren Kleinmotoren. Bei einem 100 pferdigen Leuchtgasmotor mit 8 bis 10 at Kompression (nicht 12 at, wie Hr. Mees zuläßt) dürften 580 WE im Gemisch, entsprechend einem Gasgehalt von $11^1/_2$ bis 12 vH oder Mischung $1:7^1/_2$, schon die alleräußerste Grenze bei betriebswarmer Maschine sein. Dies entspricht nach der von Bonte mitgeteilten Formel (Z. 1906 S. 1256)

$$p_{mi} = \frac{H_g \, \eta_l \, \eta_{\text{therm.}}}{23,4}$$

bei $\eta_{\text{therm. ind.}} = 29$ vH und $\eta_l = 85$ vH (bezogen auf gleiche Temperatur und Barometerstand wie H_g) einem mittleren Druck $p_{mi} = 6,1$ at.

Die **obere Grenze** des Gemisches ist bei Leuchtgas und Koksofengas somit schon durch die Unzulässigkeit eines stoßenden, harten Arbeitens der Maschinen bestimmt (abgesehen von Vorzündungen), während bei langsam brennenden Gasen diese Erscheinung keine Grenze bildet. Dort ist die letztere allein durch den Luftbedarf gegeben, der den höchsterreichbaren Wärmeinhalt des Gemisches festlegt. Bei Generatorgas aus Koks und Anthrazit folgt daraus eine obere Grenze von 550 bis 580 WE, bei Hochofengas, Luftgeneratorgas, überhaupt bei ärmeren Gasen liegt die obere Grenze bei 500 WE und noch tiefer. Es ist auch zu bedenken, daß die Leistung nicht mehr steigt, sobald das Produkt $H_g \, \eta_{\text{therm.}}$ sein Maximum erreicht hat. Wenn also infolge unvollständiger Verbrennung $\eta_{\text{therm.}}$ stärker sinkt, als H_g steigt, ist eine Leistungserhöhung unmöglich.

Wie es mit der **unteren Grenze** der wirtschaftlichen Verbrennung **ohne** Nachbrennen und Nichtbrennen steht, geht am deutlichsten aus Fig. 5 hervor, in der sowohl das zur Verwendung gekommene Anthrazit-Generatorgas von hohem Heizwert als auch Leuchtgas unter 400 WE diese Wirkungen, wenn auch zuerst noch in schwachem Maße, zeigt. Dabei ist zu bedenken, daß allem Anschein nach der untersuchte Motor eine vorzügliche Mischung besaß, was ja auch bei den kleinen Abmessungen kein Wunder ist, während m. E. die gleichmäßige Durchmischung großer Kompressionsräume sicher schwieriger ist. Dafür ist allerdings bei größeren Motoren die Vorwärmung stärker. Durch frühere Zündung hätte die Verbrennung armer Gemische vielleicht noch verbessert werden können, aber eine richtige Einstellung der Zündung durch den Regler hat ihre praktischen Schwierigkeiten.

Sind dagegen die Gase nicht wie bei den Versuchen Gase von hohem Heizwert und hohem Wasserstoffgehalte (beide Gase kommen für Großgasmaschinen kaum in Betracht),

sondern ärmere Gase mit geringerer Zündgeschwindigkeit, wie dies bei geringer Belastung des Generators, ferner bei Koks- und Braunkohlengeneratoren, bei Hochofengas usw. der Fall ist, so ist das Nachbrennen bedeutend stärker und tritt bereits bei $H_g = 420$ bis 450 WE auf. Sie verhalten sich auch bei hoher Kompression wie das Generatorgas der Figur 7 bei schwacher Kompression.

Die ärmern Hochofengase verbrennen überhaupt nicht bei konstantem Volumen, d. h. sie verbrennen nur unter mehr oder weniger starkem Nachbrennen und Nichtbrennen und erreichen damit nicht einmal die theoretisch beste Ausnutzung mit dem höchstmöglichen Heizwerte des Gemisches. Von einer Abnahme der thermischen Ausnutzung mit zunehmenden H_g kann hier also keine Rede sein

Fassen wir jetzt die Erörterungen zusammen, so können wir feststellen, daß die Abnahme der thermischen Ausnutzung der indizierten Arbeit $\eta_{therm.\ ind.}$ mit zunehmendem Heizwert des Gemisches bei gleichbleibender Belastung, eine Abnahme, die sich in Nägels Versuchen nach Fig. 5, 6 und 7 mit nicht zu verkennender Deutlichkeit bei schnell brennenden Gasen zeigt, durch folgende Umstände bedingt wird:

1) durch Zunahme der spezifischen Wärme mit höherer Temperatur und Beginn der Dissoziation bei den höchsten Temperaturen;

2) durch Zunahme des Kühlwasserverlustes mit höheren Temperaturen, unterstützt

3) durch die verhältnismäßig große spezifische Kühlfläche des Versuchsmotors und

4) durch den mit zunehmendem Heizwert abnehmenden Gasinhalt bezw. Lieferungsgrad;

5) durch die mit zunehmendem Heizwert zunehmende Drosselarbeit, die von der gesamten Kreisprozeßarbeit abzuziehen ist;

6) durch das Nichtbrennen bei geringem Luftüberschuß.

Von diesen Einflüssen bleiben bei größeren Motoren und bei Qualitätssregelung nur 1) und 2) bestehen, während 6) bei armen Gasen noch dazu kommt; insbesondere sind aber die Einflüsse 4) und 5) lediglich Folgen der Versuchsgruppierung und treffen bei Qualitätsregelung nicht zu. Untersuchen wir nun, wie groß der gesamte Einfluß von 1 bis 6 in Fig. 5 ist, so findet sich zwischen der oberen und unteren Grenze eines Generatorgases von 1153 WE, wie sie Mees seiner Berechnung zugrunde legt, nämlich zwischen 350 und 524 WE, eine Abnahme von rd. $3^1/_2$ vH; ich mache allerdings darauf aufmerksam, daß bei einem reicheren Gase dieser Gesamteinfluß wesentlich größer werden könnte. Wäre jedoch nur der Einfluß von 1) und 2) allein bestimmt worden, so wäre er erheblich niedriger; wieviel, wird Hr. Nägel hoffentlich durch weitere Versuche zeigen. Hr. Mees aber rechnet für denselben Abschnitt 9 vH, ja, er möchte bezw. müßte sogar, um von $^2/_3$ Höchstleistung ab einen konstanten Verbrauch einschließlich des Generators zu erzielen, zwischen 320 und 524 WE 16,7 vH erreichen. Wenn die höchste Kompression nicht, wie in Fig. 5, 12 at, sondern weniger beträgt, z. B. 6 at in Fig. 6 und 7, so wird die Abnahme der Wärmeausnutzung noch viel kleiner.

Ich glaube, daß auf Grund der vorstehenden Erörterungen auch die zahlreichen andern Fragen, welche Hr. Mees berührt hat, beantwortet werden können. Daß aber nicht Versuche auf dem Umwege durch den Generator, dessen Wirkungsgrad sich von heute auf morgen ändern kann, sondern nur zahlreiche hintereinander folgende Versuchsreihen, wie sie Nägel vorgenommen hat, beweisend sind, möchte ich noch betonen.

2) Welche Regelung erscheint auf Grund dieser Ergebnisse die zweckmäßigste?

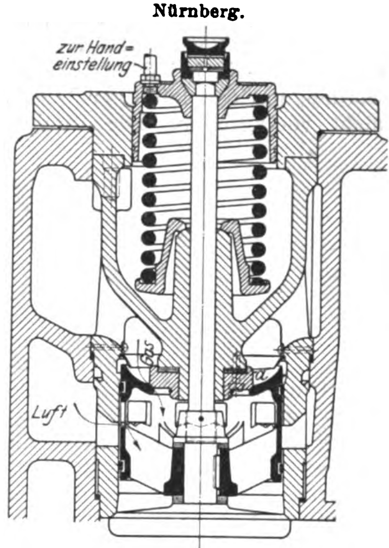
Vom einseitig wärmetheoretischen Standpunkt aus, nicht von dem des erfahrenen Betriebsingenieurs, der in letzter Linie maßgebend ist, erscheint die reine Qualitätsregelung bei geringer Belastung und die reine Quantitätsregelung bei höherer Belastung als minderwertig.

Erwünscht erscheint dagegen von diesem Standpunkt aus eine Regelung, welche stets eine Verbrennung ohne Nachbrennen und ohne Nichtbrennen bewirkt, indem sie das Gemisch zwischen den Grenzen von höchstens 400 und 550 WE hält, und die das ärmere Gemisch bei kleinster, das reichere Gemisch bei höchster Belastung verwendet. Als vor etwa 6 Jahren die Quantitätsregelung von der M. A. N. für ihre einfachwirkende Gasmaschine eingeführt wurde, fand sich gleich bei den ersten Versuchen, daß diese oben gestellte Bedingung zweckmäßig sei, und man erreichte das in einfacher Weise durch eine geringe Luftvoröffnung. Bei kleinem Hub des Mischventiles, also bei geringen Leistungen, wirkt diese Luftvoröffnung stark verdünnend auf das Gemisch, bei großem Hub und großen Leistungen hat sie gar keinen Einfluß. Das günstigste Verhältnis zwischen Luft und Gas wird bei der als Höchstleistung festgesetzten Belastung durch Verdrehen des als Rider-Schieber ausgebildeten Mischventiles gefunden, und zwar in der Weise, daß diejenige Stellung des Mischventiles als günstigste festgehalten wird, bei der der Regler am höchsten steht, also am wenigsten Gemisch einläßt. Dies ist gleichzeitig die Stellung des geringsten Gasverbrauches, also des günstigsten Gemisches bei dieser höchsten Belastung. Dann wird von selbst bei geringerer Belastung das Gemisch noch ärmer. Die Luftvoröffnung wird so festgesetzt, daß bei geringen Belastungen die Verbrennung und damit der Gasverbrauch noch gut ist.

Das mit der Hand verdrehbare Mischventil, Fig. 12, das in der dargestellten Ausführungsform der M. A. N. mit dem Einlaßventil verbunden ist, hat den Vorteil, daß man von außen, je nach dem zur Verwendung gelangenden Gas und dem wachsenden Luftbedarf verschiedener Gase, leicht das günstigste Gemisch einstellen kann, da die Bewegung des Reglers oder noch besser des Tachometers bei gleichbleibender Belastung sofort die günstige oder ungünstige Wirkung der Verdrehung anzeigt. Ein weiterer Vorteil ist, daß die Oeffnungen zur Regelung des Gas- und Luftverhältnisses sich gleichzeitig mit der Kolbengeschwindigkeit vergrößern und verkleinern, im Gegensatz zu den nur roh wirkenden und von Nägel mit Recht kritisierten Drosselorganen, welche ständig gleiche Oeffnung haben.

Fig. 12.

Mischventil der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg.



Während sich die Verdrehung eines Mischventiles, dessen Widerstand durch Staub und Teer beeinflußt werden kann, durch den Regler statt mit der Hand bei größeren Maschinen nur schwer bewerkstelligen läßt, geschieht die Verstellung des Ventilhubes durch Rollen- oder Steinverschiebung ohne jeden Rückdruck. (Vergl. die Steuerung und Regelung der M. A. N.-Maschinen, Z. 1906 S. 1250). Um endlich bei Vollbelastung das Gemisch noch weiterhin anzureichern, was bei einigen schnell brennenden Gasen allerdings zweckmäßig sein kann, ist eine einfache (der M. A. N. geschützte) Einrichtung angebracht, um den Luftquerschnitt beim größten Ventilhub, also bei größter Belastung, im Verhältnis zum Gasquerschnitt zu verringern. Zu diesem Zweck ist der Sitz *a* des Gaseinlasses verstellbar; es kann dadurch die Einstellung so vorgenommen werden, daß über einen gewissen Hub hinaus der Luftquerschnitt nicht mehr zunimmt, während der Gasquerschnitt entsprechend der Hubzunahme zunimmt. Im allgemeinen kommt jedoch diese Einrichtung wenig in Anwendung, und ich erwähne sie nur, um zu zeigen, in welch einfacher Weise den wärmetheoretischen Anforderungen bei dieser Art Quantitätsregelung genügt werden kann.

Vom Gesichtspunkte des erfahrenen Betriebsingenieurs, der die für die betreffenden Betriebsverhältnisse bestgeeignete Maschine auszusuchen hat, kommen aber außer dem um einige Prozente besseren oder schlechteren Verbrauch noch andre

Gesichtspunkte je nach Art und Wert des Gases, nach der durchschnittlichen Belastung, der größeren Betriebsicherheit, der schnelleren Regelung, der konstruktiven Durchbildung der Steuerung in Betracht, welche das Urteil zugunsten der einen oder andern Regelungsart und ihrer vielen berechtigten Zwischenstufen verschieben wird. Die Tatsache, daß z. B. die M. A. N. mit voller Absicht ihre großen, hauptsächlich für Hüttenwerke und Zechen bestimmten doppeltwirkenden Maschinen mit einer Art Qualitätsregelung versieht, dagegen die einfachwirkenden Maschinen mit der oben angegebenen Quantitätsregelung, dürfte zur Beleuchtung dieser Angaben genügen. Unter diesem Gesichtspunkte begrüße ich auch die Regelungsart von Mees als eine bemerkenswerte und durchaus berechtigte Neuerung, während seine Begründung, ebenso wie die Versuche von Nägel, der weiteren Klärung dringend bedurfte.

Hr. Nägel, dem diese Abhandlung vorgelegen hat, äußert sich dazu wie folgt:

Die Ausführungen des Hrn. Kutzbach beweisen mir zu meiner Freude, daß meine Versuche an der Gasmaschine auch im Kreise des praktischen Gasmaschinenbaues Interesse gefunden haben.

Der Inhalt dieser Ausführungen ist beinahe identisch mit dem Arbeitsprogramm, das im Anschluß an die von mir veröffentlichten Versuche durch weitere ausgedehnte Untersuchungen im Maschinenlaboratorium B der Königl. Sächs. Technischen Hochschule Dresden zur Erledigung kommen soll. Die Erörterungen über den Zusammenhang der von mir gefundenen Ergebnisse mit der Zündgeschwindigkeit, der unvollständigen Verbrennung, dem Wärmeübergang usw. sind mit Bewußtsein bei der ersten Veröffentlichung ausgeschaltet worden, um den künftigen Einzelarbeiten über diese Fragen nicht vorzugreifen. Die Zündgeschwindigkeit einiger technisch wichtiger Gasgemische ist bereits zum Gegenstand einer solchen selbständigen Untersuchung gemacht worden, deren Bericht demnächst in dieser Zeitschrift und in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinen wird. Das Ergebnis dieser Untersuchung deckt sich nicht mit den Schlußfolgerungen, die Hr. Kutzbach unter Anlehnung an die unsicheren Häußerschen Werte aus meinen Versuchen herausliest. Es wird vielmehr noch besonderer Versuche bedürfen, um die Brücke von der von mir untersuchten einfachen Fundamentalerscheinung zur verwickelten technischen Anwendung herzustellen.

Ebenso, wie in diesem Falle der unmittelbare Rückschluß von den Ergebnissen des Gasmaschinenversuches auf eine der vielen physikalischen oder chemischen Grunderscheinungen irre leitet, kann dieselbe Gefahr bei der von Hrn. Kutzbach verfolgten Beurteilung des Wärmeüberganges, der unvollständigen Verbrennung usw. im Spiele sein. Nach neueren Erfahrungen ist es z. B. zweifelhaft, ob der Wärmeübergang vom Druck unabhängig ist.

Es erscheint mir daher vor allem wünschenswert, daß man zur Klärung meiner Versuchsergebnisse zunächst die einzelnen Grunderscheinungen in ihrer Gesetzmäßigkeit zu erkennen sucht, um diese nachher zur Erklärung der zusammengesetzten Vorgänge zu benutzen. Von diesem Gesichtspunkt aus habe ich die Erörterung der Versuchsergebnisse von vornherein eingeschränkt in der Absicht, für die tiefere Begründung erst die genügend sicheren Grundlagen abzuwarten oder selbst mit schaffen zu helfen.

Für diese Aufgabe haben mir die vorstehenden Erörterungen des Hrn. Kutzbach eine Reihe wertvoller Anregungen gegeben, welche ich bei der Fortsetzung der Versuche zu verwerten bestrebt sein werde, und für die ich ihm zu Dank verpflichtet bin.

Dresden, den 4. Oktober 1907. Nägel.

Neuere Textilmaschinen mit Berücksichtigung der jüngsten Ausstellungen.

Von **G. Rohn.**

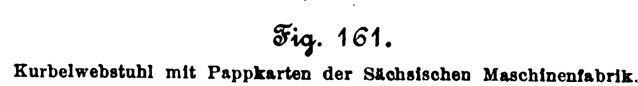
(Fortsetzung von S. 1341)

Tuchwebstühle.

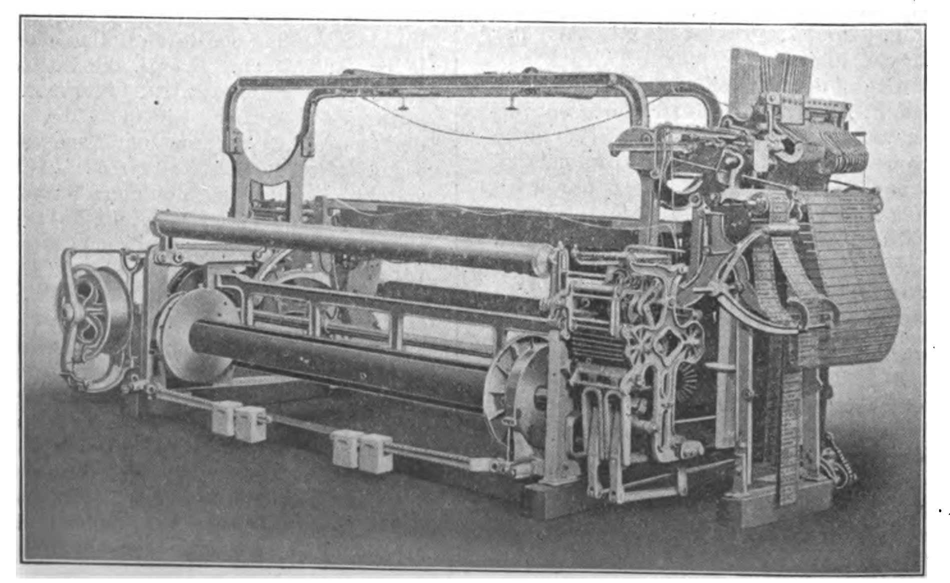
Die mechanischen Webstühle für die breiten Gewebe aus Woll- und Kunstwollgarnen unterscheiden sich nicht nur durch die größere Webbreite, die schon an sich zur stärkeren Bauart führt, von den schnellaufenden schmalen Webstühlen, sondern auch durch das Verweben meist schwererer Garne in großen Garnhölzern, das mit der vielseitigeren Musterung zu einer größeren Kraftwirkung der Mechanismen nötigt, die sich namentlich in einer veränderten Ausgestaltung des Schützenschlagzeuges, der Schaftmaschine und des Schützenwechsels äußert.

Diese schweren Webstühle werden mit einfacher Lade für Papiermaschinenfilze und ähnliche technische Wollgewebe bei großer Gewebebreite ausgeführt. Wie für den Exzenterstuhl[1]) hat die Sächsische Maschinenfabrik (Hartmann) zu Chemnitz diese Bauart auch für den Kurbelstuhl angewendet[1]), trotz des nur durch den raschen Umlauf der Daumenscheibe bewirkten Schützenschlages.

Auf der Mailänder Ausstellung zeigte die Sächsische Maschinenfabrik ihren neuesten Bukskin-Webstuhl mit beiderseits mehrzelliger, unabhängig bewegter Schützenkastenreihe, also einem möglichen Schützenwechsel gleich der Summe aller Schützenkasten weniger einen, und mit der Cromptonschen Schaftmaschine mit senkrechten Schaftschemeln. Fig. 161 veranschaulicht diesen Webstuhl mit Musterkarte für die Geschlossenfach-Schaftmaschine mit Schützenwechsel in Hinteransicht. Es geht hieraus insbesondere die Schützenwechsel-Einrichtung hervor, die mit einem Knowles-Getriebe[2]) ausgestattet ist; da-


Fig. 161.

Kurbelwebstuhl mit Pappkarten der Sächsischen Maschinenfabrik.



[1]) Vergl. Z. 1903 S. 1105 m. Abb.

[1]) Textile Manufacturer 1906 S. 230 bringt die Abbildung eines solchen Hartmannschen Riesen-Webstuhles für 15 m Webebreite.

[2]) wie der gleiche Webstuhl der Sächsischen Webstuhlfabrik, Z. 1903 S. 1102 m. Abb.



bei ist die Umsteuerung der Radhebel[1]) bemerkenswert, die selbst bei einer Schußzahl von 95 bis 100 noch die Sicherheit des Ueberspringens vom ersten zum letzten Schützenkasten verbürgen soll. Die bis für 33 Schäfte ausgeführte Schaftmaschine zeichnet sich durch eine besondere Messerbewegung[2]) mit Einschaltung eines Federpuffers in die Messerschubstangen aus. An dem Webstuhl ist der Schützentreibhebel zur Sicherung seines Drehpunktes gegen Bruch in einem Schlitz verschiebbar[3]), aber nur dann, wenn die Schützenkastenreihe nicht richtig eingestellt ist[4]).

An ihren Tuchstühlen bringt bei 9- und 11 fachem Schützenwechsel die **Sächsische Maschinenfabrik** eine sogen. Schlingfadeneinrichtung an, welche die aus der Schützenkastenreihe heraushängenden, nicht arbeitenden Schußfäden auffängt oder festhält.

Auf der Görlitzer und der Reichenberger Ausstellung wurden neuere Kurbelwebstühle der **Sächsischen Webstuhlfabrik** (Schönherr) in Chemnitz mit unmittelbarem elektrischem Einzelantrieb in Tätigkeit vorgeführt. Der Elektromotor ist rechts oben hinter der Schaftzugbrücke angebracht und treibt mit Riemen auf die darunter liegende gewöhnliche Stuhlantriebscheibe. Die besonderen Einrichtungen des Schönherrschen Stuhles sind schon früher betrachtet worden[5]); sie sind auch in neuerer Zeit weiter verbessert und vervollkommnet worden[6]).

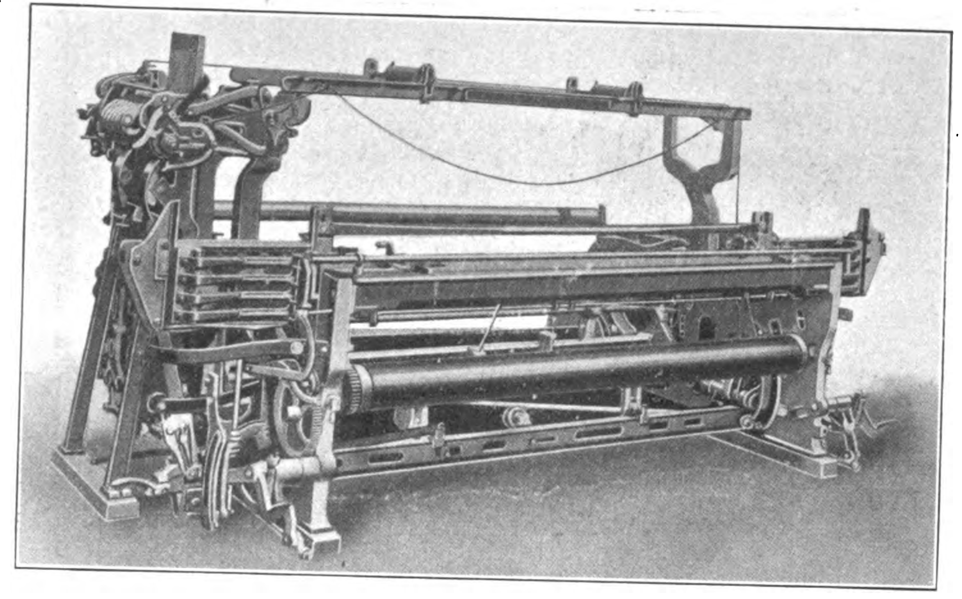


Fig. 162.
Kurbelwebstuhl der Großenhainer Webstuhlfabrik.

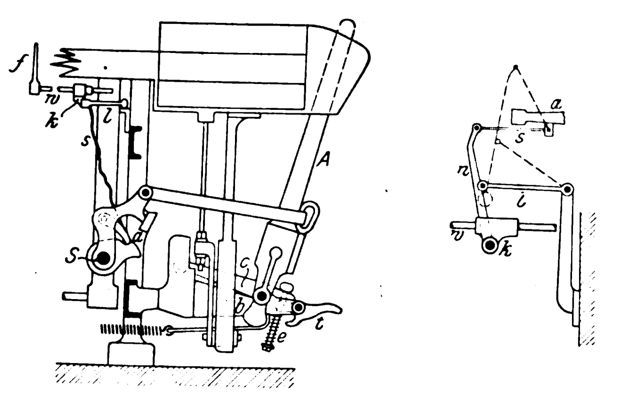


Fig. 163 und 164.
Großenhainer Schlagfallensteuerung.

Der in Deutschland mit den beiden vorgenannten Tuchwebstühlen in Wettbewerb[7]) stehende gleiche Webstuhl der **Großenhainer Webstuhlfabrik A.-G.** in Großenhain, Sa., der auf der Ausstellung in Forst vorgeführt war, ist in Fig. 162 veranschaulicht. Er kennzeichnet sich in diesem neuesten Modell besonders durch seine niedrige Bauart, bei der infolge der niedrigen Lage des Brustbaumes auch kleine Leute am Stuhl arbeiten können, sowie ferner dadurch, daß das Schützenwechselwerk auf beiden Seiten des Stuhles angeordnet ist. Jede Schützenkastenreihe hat also ihr eigenes Wechselwerk, und es wird dadurch die sonst durch den Stuhl reichende Uebertragungswelle vermieden, die doch gewissen Verdrehungen ausgesetzt ist, welche bei schnellem Gang zu einer unsicheren Einstellung der Schützenkastenreihe auf der dem einseitigen Wechselmechanismus gegenüberliegenden Seite führen können. Beide Schützenwechselwerke besitzen Knowles-Getriebe[1]). Von den Fühlhebeln der Musterkarte auf der linken Webstuhlseite gehen Drahtzüge mit Winkelhebeln nach dem zweiten Wechselwerk, dessen Anbringung natürlich die Herstellkosten des Webstuhles verteuern muß.

Am Großenhainer Webstuhl ist weiter die sogenannte **Fallensteuerung** des Schützenschlages bemerkenswert[2]). Sie soll den Fehler vermeiden, daß der Schütze beim Eintritt in die Zelle schon zu sehr gebremst wird, weil er dann die gegenüber befindliche Zelle erreicht, während die Mitnehmerklinke oder Falle auf der andern Seite noch mit dem Schlaghebel in Eingriff steht. Nach Fig. 163 und dem zugehörigen Grundriß Fig. 164 sitzt auf der Welle w des Schützenfühlers f,

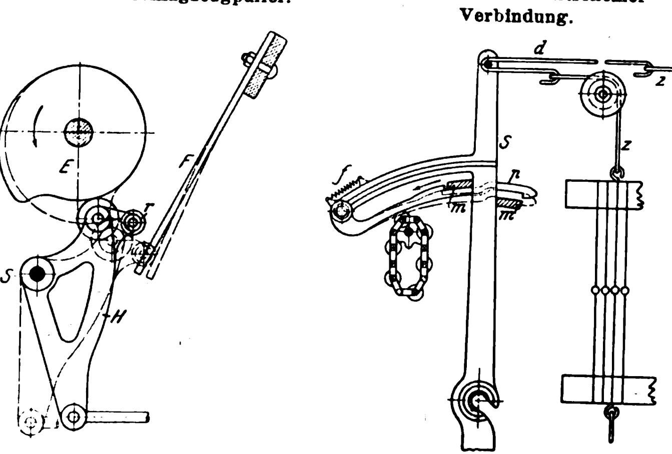


Fig. 165.
Großenhainer Schlagzeugpuffer.

Fig. 166.
Großenhainer Schaftschemel-Verbindung.

welche die Bewegung des letzteren auf die rechte Stuhlseite überträgt, ein Nüßchen k; darin ist der Hebel n drehbar, der durch einen am Gestell angeschlossenen Lenker l beim Hin- und Hergang der Lade geführt wird. Hierdurch wird, wie in Fig. 164 punktiert angedeutet, die Verbindungsschnur s zur Schlagfalle a sofort nach dem Schlage rasch ausgelöst, während diese sonst durch die nachgiebige Schnur in keiner Weise beeinflußt wird. Aus Fig. 163 ist auch die Einrich-

[1]) D. R. G. M. Nr. 80569.
[2]) D. R. P. Nr. 163169.
[3]) D. R. P. Nr. 117229.
[4]) Vergl. Z. 1903 S. 1103.
[5]) Z. 1903 S. 1102 m. Abb.
[6]) D. R. P. Nr. 110524 (Sicherung der Schlagfallenaushebung), 132468 (Schützenschlagabstellung bei unrichtigem Stand der Schützenkastenreihe), 145563 (Fallensteuerung des Schützenschlages), 180286 (Schützenkasten-Einstellung), 182109 (absetzende Warenaufwindung), 184630 (selbsttätiger Schußsucher), 185694 (Schützenwechsel-Pappkarte).
[7]) Die vierte deutsche Tuchstuhlkonstruktion ist die der Rheinischen Webstuhl- und Maschinenfabrik; vergl. Z 1903 S. 1101 m. Abb.

[1]) D. R. P. Nr. 79881.
[2]) D. R. G. M. Nr. 262567; vergl. auch D. R. P. Nr. 120951, welches die ältere Ausführung zu gleichem Zwecke betrifft.

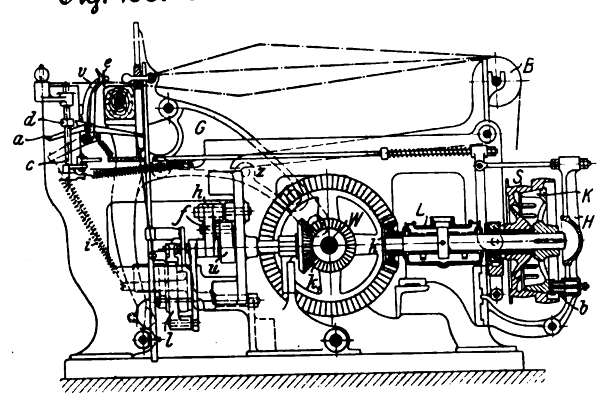


tung zur Verhinderung des Bruches des Schützentreiberarmes *A* ersichtlich[1]), dessen Drehpunkt zwischen den beiden durch die Feder *e* zusammengehaltenen, gegebenenfalls auseinandergehenden Teilen *b* und *c* liegt. Um den Drehbolzen dann wieder schnell und leicht zurückzubringen, ist der Tritthebel *t* zum Auseinanderstellen und zur Entlastung der Feder *e* vorhanden.

Mit dem Schlagzeug ist nach Fig. 165 eine Prellfeder *F* in Verbindung, welche den Zweck hat, den auf der Welle *S* (vergl. Fig. 163) sitzenden Schlaghebel *H* über den hohen Teil der Daumenscheibe *E* zu drücken, und für die der Hebel *H* eine besondere Rolle *r* erhält[2]). Fig. 166 zeigt auch eine neue Einrichtung[3]), bei der die beiden Schaftzüge *z* mittels eines gemeinschaftlichen, eine Schleife bildenden Drahtes *d* an den Bolzen der Schemel *S* angeschlossen sind, um billigere Herstellung und rascheres Einlegen zu ermöglichen. Fig. 166 zeigt auch die Anbringung von Ausgleichfedern *f* für die Schemelplatinen *p*, damit die Mitnehmermesser *m* stoßfreier arbeiten[4]); die Platinen werden dazu gegen seitliche Bewegung gesichert. Bei Schaftmaschinen mit Pappmusterkarte werden die gehobenen Platinen durch ein Widerlager gesichert[5]).

Fig. 167.
Schwabes Buckskinwebstuhl von Gülcher & Schwabe.

Die Großenhainer Webstuhlfabrik ist auch bestrebt, ihre breiten Tuchstühle mit einer **Schützenauswechslung** auszurüsten[6]), also auch bei solchen Stühlen ununterbrochenes Arbeiten zu ermöglichen. Diese als **Wächtlerscher Automat** bekannt gewordene Einrichtung ist an anderer Stelle beschrieben[7]); eine weitreichende Anwendung hat sie noch nicht gefunden.


Fig. 168. Antrieb für Schwabes Tuchwebstuhl.

[1]) D. R. P. Nr. 126001. [2]) D. R. G. M. Nr. 268709.

[3]) D. R. G. M. Nr. 240290. Als weitere Verbesserungen der Crompton-Schaftmaschine von F. Wächtler, dem Direktor der Großenhainer Fabrik, seien D. R. P. Nr. 110258 und Nr. 119610 (frühzeitiges Wenden des Musterkartenzylinders) angeführt.

[4]) D. R. G. M. Nr. 276313 und 260144 sowie 227994.

[5]) D. R. P. Nr. 162940.

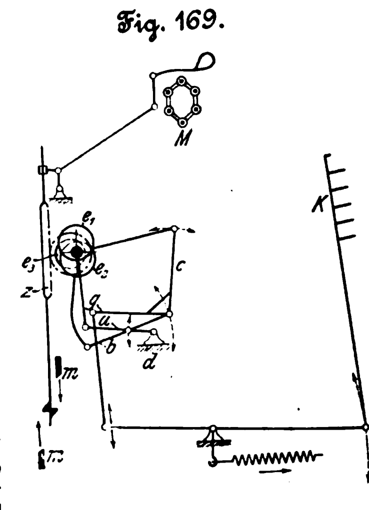
[6]) D. R. P. Nr. 164093 und 177162, erteilt an F. Wächtler.

[7]) Zeitschr. für Textilind. Berlin 1905 S. 298 m. Abb.; Oesterreichs Wollen- und Leinenind. 1906 S. 26; Textile Manuf. 1904 S. 201, Deutsches Wollengewerbe 1903 S. 1469, beide m. Abb.

Die Ausstellungen in Reichenberg und Tourcoing zeigten den **österreichischen Webstuhl von Georg Schwabe** in Bielitz, Oesterr.-Schles., der auch in Deutschland etwas Absatz gefunden hat.

Die Webstuhlfabrik **Gülcher & Schwabe** in Bielitz baute früher den sogen. Gülcher-Stuhl, der vor 20 Jahren aufkam[1]) und sich an die Schönherrsche Bauart anlehnte. Er ist aber aufgegeben worden, und die jetzige Ausführung nimmt die Cromptonsche Bauart zur Grundlage, wie Fig. 167 zeigt, die einen **Schwabe-Webstuhl mit Pappmusterkarte** für die Schaftmaschine und den Schützenwechsel darstellt. Bemerkenswert an dem Webstuhl ist zunächst der aus Fig. 168 ersichtliche Antrieb, bei welchem einesteils der Kegel *K* der Reibkupplung Einkerbungen in seinem Kranz hat[2]), um durch die Federung der erhalten gebliebenen Teile einen sicheren Schluß auch bei Abnutzung noch zu ermöglichen, und anderenteils zur Erzielung stoßfreien Abstellens die Bremsbacken *b* durch Unterlegen einer Feder elastisch gemacht sind[3]). Wenn etwa der Schütze nicht an seinen Kasten gekommen ist, stößt der Hebel *a* gegen einen Drücker *d* der senkrechten Welle *c*, und dadurch wird mit dem Zurückziehen der angetriebenen Leerscheibe *S* und dem Anziehen des Hebels *H* die Bremse zur allmählichen Wirkung gebracht.

Die Antriebwelle ruht in einem langen Ringschmierlager *L*. Das Kegelrad *k* für den Antrieb der Kurbelwelle *W* ist zum Wechseln der Arbeitsgeschwindigkeit, das auch mittels der zweistufigen Antriebscheibe *S* erzielt werden kann, fliegend aufgesetzt, und die Lade wird in üblicher Weise mit gebogenem Angriffgelenk *G* und kurzer Lenkstange bewegt[4]), wobei ein Zapfen *z* mit sich auflegendem Hebel den Streichbaum *B* in erforderlicher Weise zum Nachlassen der Kette bei der Fachbildung bewegt.


Fig. 169.

Hervorzuheben ist am Schwabe-Webstuhl die Schlagvorrichtung, die den Schützen nicht mehr wie bisher durch Exzenter, sondern durch eine Hebelverbindung bewegt und

[1]) Vergl. meinen Bericht in Dinglers polyt. Journ. 1886 Bd. 258 S. 248 m. Abb.

[2]) D. R. P. Nr. 134591; vergl. auch D. R. G. M. Nr. 223379 (Sächs. Webstuhlfabrik).

[3]) D. R. P. Nr. 136375.

[4]) Vergl. hierzu auch D. R. P. Nr. 147501 (Schwabe), wobei mit einer während des Ladenrückganges gespannten Feder der Ladenvorgang unterstützt wird.



dadurch zwangläufig wird[1]). Es soll damit der Kraftbedarf vermindert, die Sicherheit der Wirkung erhöht und die Rückzugfedern vermieden werden. Das zum Schützenschlag nötige plötzliche schnelle Verdrehen des Schlagarmes l wird dadurch hervorgebracht, daß die umlaufende, von der Kurbelwelle W durch ein Kegelgetriebe k_1 bewegte Kurbel u mit dem Lenker f am Mittel eines Kniegelenkes h angreift, dessen Lage zur Kurbel entsprechend gewählt ist. Das Gelenk wird dadurch schnell gestreckt[2]). Damit ist eine Entlastung des Schützens vom Druck der Bremsfeder im Schützenkasten während des Schlagens[3]) verbunden, indem die Schützenbremsfeder e durch den Schlaghebel l mit Hülfe der Zugfeder i entspannt wird, weil der Hebel v im Augenblick des Schlages zurückgezogen wird[4]).

Bei der Crompton-Schaftmaschine des Schwabe-Stuhles werden die Platinen dadurch sicher geführt, daß sie in Schlitzen der Schaftschemel liegen[5]).

Beim Schwabeschen Schützenwechsel[6]) wird mit Hülfe von 3 Exzentern eine mehr als vierfache Schützenkastenstellung erzielt. Wie aus der schematischen Darstellung, Fig. 169, hervorgeht, wirken zwei der Exzenter e senkrecht, das dritte wagerecht, und zwar das Exzenter e_1 auf den um den festen Punkt d schwingenden Haupthebel a. Mit diesem

Fig. 170.

Militärtuchstuhl der Société Verviétoise.

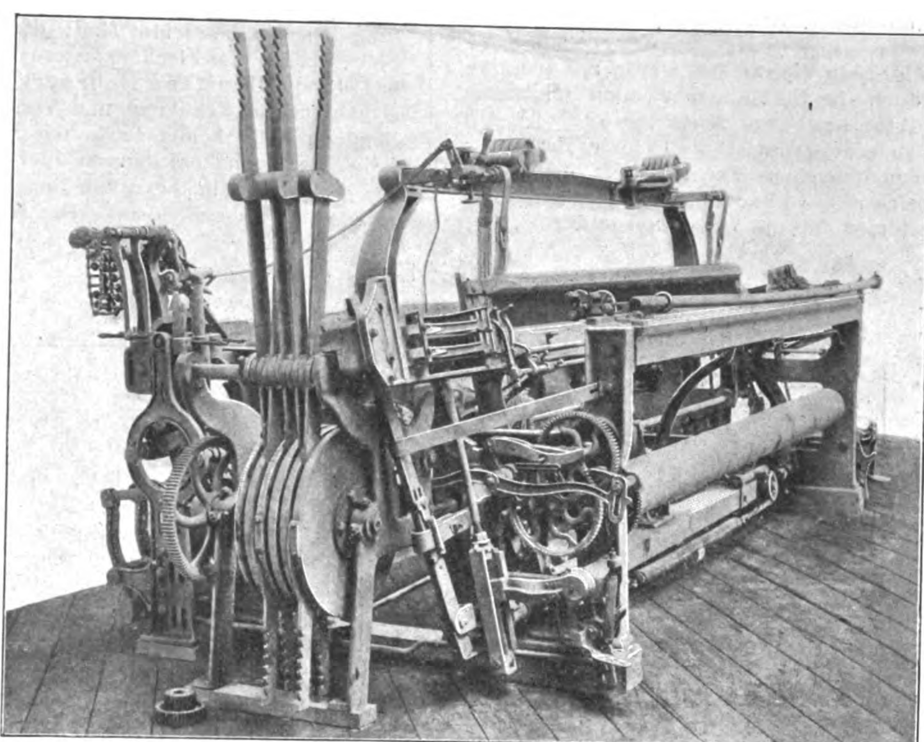
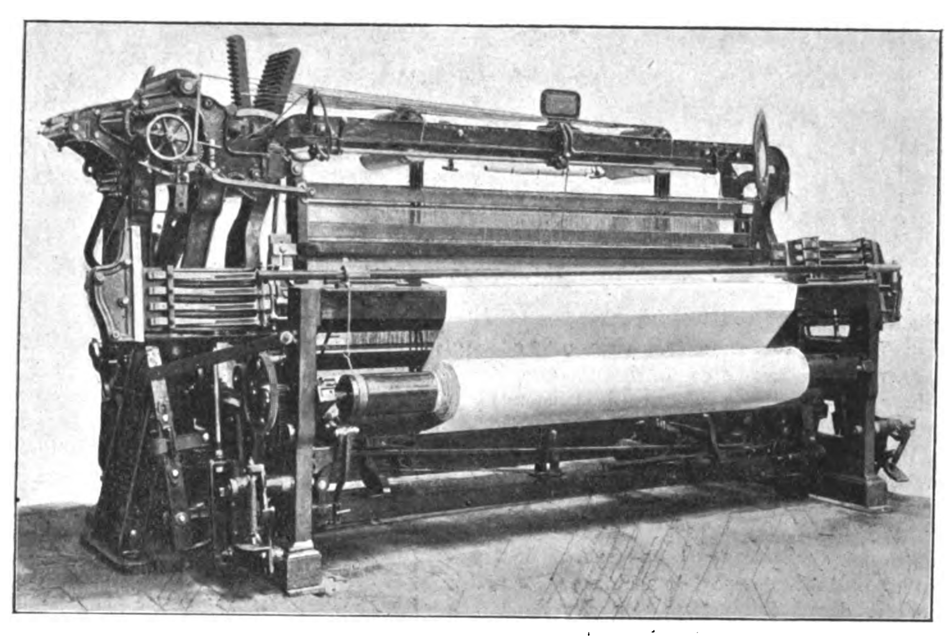


Fig. 171.

Offenfach-Webstuhl der Société Verviétoise.



ist der vom Exzenter e_2 bewegte Zwischenhebel b und damit wieder der vom wagerecht schiebenden Exzenter e_3 bewegte Winkelhebel c verbunden, dessen Endpunkt g die kombinierte Bewegung der drei Exzenter auf die Schützenkastenreihe K überträgt. Die Exzenter werden durch Zahnstangen-Platinen z, je nachdem deren Doppelhaken unter Einwirkung der Musterkarte M vor die entgegengesetzt verschiebenden Messer m treten, rechts oder links herumgedreht.

Bei Gebrauch einer Musterkarte aus zusammenhängenden Pappstreifen kommt eine besondere Einrichtung zur Steuerung der Zahnstangen-Platinen[1]) in Anwendung.

Auf den Ausstellungen zu Lüttich und Tourcoing führte die Société anonyme Verviétoise vorm. Houget & Teston in Verviers verschiedene Tuchwebstühle vor. Um die belgische Bauart dieser Stühle zu veranschaulichen und einen Vergleich mit den vorbildlichen deutschen Ausführungen zu ermöglichen, ist in Fig. 170 in linksseitiger Vorderansicht ein Webstuhl für Militärtuch u. dergl. mit dreifachem Schützenwechsel Winklerscher Bauart[2]) und Exzenter-Schaftmaschine dargestellt. Der Schützenwechsel dient hier also nicht dazu, Farbenmuster hervorzubringen, sondern ermöglicht, von 3 Spulen gleicher Farbe und Fadenstärke zugleich abzuschießen, so daß nicht mehrere Schüsse derselben Spule, sondern abwechselnd Schüsse verschiedener Spulen im Gewebe aufeinander folgen.

Dadurch wird die immerhin mögliche Ungleichheit der Streichgarne wesentlich ausgeglichen, und es ergibt sich ein gleichmäßig walkendes Gewebe.

Fig. 171 zeigt, von vorn gesehen, einen Offenfach-Webstuhl mit Knowles-Schaftmaschine und doppelseitigem, vierkastigem Schützenwechsel im Arbeitsgang.

Bei den an den genannten Stellen ausgestellten Webstühlen mit elektrischem Einzelantrieb arbeitete der Elektro-

[1]) D. R. P. Nr. 77434 (Schwabe). Auch von der Sächsischen Webstuhlfabrik werden solche zwangläufige Schützenschlagwerke ausgeführt, vergl. D. R. P. Nr. 156816 und D. R. G. M. Nr. 262603 (P. Schönherr); doch ist ihre Anwendung noch begrenzt.

[2]) Vergl. das Diagramm in der Patentschrift oder in Utz: Weberei, Leipzig 1907 S. 148.

[3]) D. R. P. Nr. 129547.

[4]) D. R. P. Nr. 129547. Vergl. auch D. R. P. Nr. 139215, wobei Schlaghebel und Treiberstange durch die Rückzugfeder für letztere verbunden sind.

[5]) D. R. P. Nr. 145558.

[6]) D. R. P. Nr. 85277; die ältere Einrichtung ist im D. R. P. Nr. 32033 angegeben.

[1]) D. R. P. Nr. 144170. [2]) D. R. P. Nr. 45884.

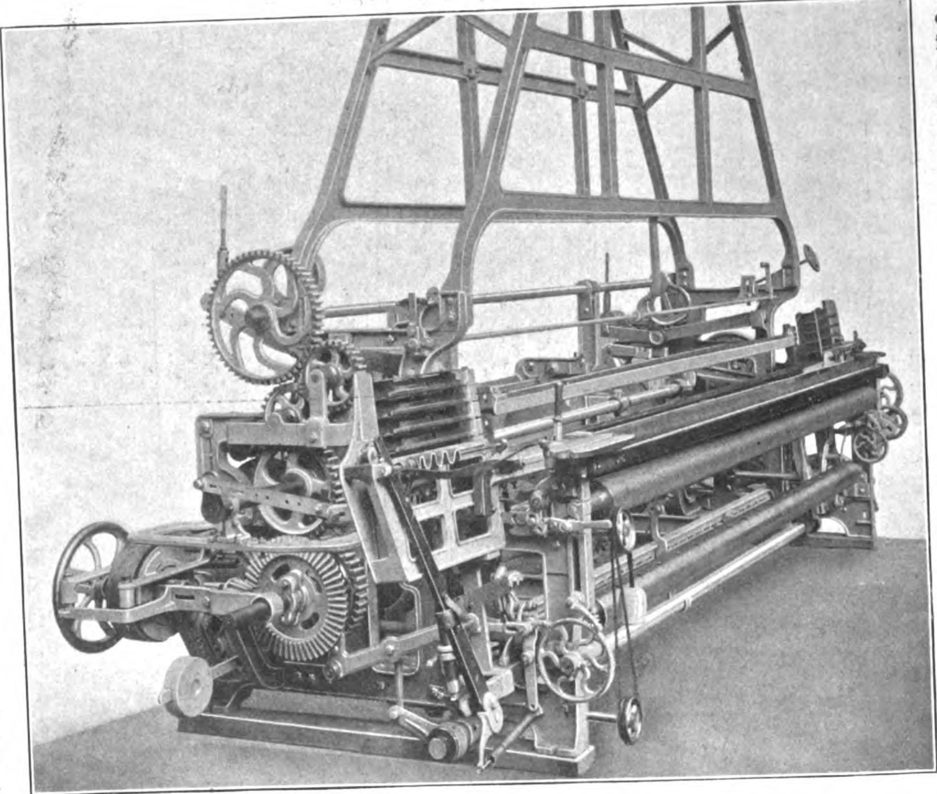
motor durch ein Zahnradvorgelege und eine Reibkupplung unmittelbar auf die Kurbelwelle; es fiel also der für verschiedene Schlußzahlen wechselbare Kegelradantrieb fort. Die Abstellung erfolgte durch die Kupplung wie sonst augenblicklich.

Neben diesen belgischen Webstühlen waren auf den gleichen Ausstellungen auch die Stühle der zweiten belgischen Webstuhlfabrik, der Ateliers Vve. Math. Snoeck (A.-G.) in Ensival-Verviers, zu sehen, die schon 1889 in Paris vertreten waren[1]. Beim einfachen Tuchstuhl ist die kurze Kuppelwelle des Kegelantriebes ohne fliegende Antriebscheibe und mit 2 Fußbodenstützen für die Lager ausgeführt.

Bezüglich der Bauart und Einrichtung dieses Buckskinstuhles mit Geschlossenfach-Schaftmaschine verweise ich auf die an andrer Stelle[2] gegebene Beschreibung.

Fig. 172.

Schwerer Jacquardwebstuhl von G. Hattersley & Sons.



Jacquardstühle.

Wenn sich das Webmuster nur durch eine größere Zahl (mehr als etwa 36) in voller Webbreite wechselnder Fadenreihen darstellen läßt, so ist zur Bewegung für die Kettenfäden — reihenweise oder im einzelnen — eine Jacquardmaschine nötig. Man nennt die damit ausgerüsteten Webstühle Jacquardstühle, und diese haben in bezug auf Schützenschlagbewegung, Kettenablieferung und Warenaufwicklung genau die Einrichtung der einfachen und Schaftstühle. Bei schmalen Webstühlen, deren Gestell sich nicht zum Tragen der dann fast ebenso breiten Jacquardmaschine eignet, dient zu diesem Zweck ein besonderes Säulengestell. Die breiteren Webstühle tragen jedoch die Jacquardmaschinen auf einem Gestelloberbau[3].

Gegenüber den bekannteren deutschen Jacquardstühlen gebe ich als neueres Beispiel eines solchen in Fig. 172 das Schaubild eines schweren Stuhles für Möbelstoffe u. dergl. von G. Hattersley & Sons in Keighley. Die Schützentreiber liegen hier entgegen der üblichen hinteren Anordnung vor dem Schützenkasten, und die Jacquardmaschine wird von einer oberhalb liegenden, durch Zahnräder von der Kurbelwelle getriebenen Parallelwelle mittels exzentrischer Scheiben und schwingender Hebel bewegt, von denen Zugstangen nach oben führen. Das auf dem Stuhl aufgebaute Gestell für die Jacquardmaschine hat Pyramidenform. Die Kurbelwelle hat an ihren beiden Enden Hülfskurbeln, die an den schweren Führungen der Schützenkasten angreifen.

Auf der Mailänder Ausstellung waren eine große Anzahl Seiden-Jacquardstühle zu finden[1]), deren besondere Einrichtungen schon betrachtet sind; darunter für das Weben von Seidenstoffen mit Fleckenmustern ein sogenannter Brochierstuhl von Hermann Schroers in Krefeld[2] mit im Kreise schwingenden Schützen und Versatz dieser Kreislade vom Schützenwechsel aus sowie mit Ladenbewegung durch gebrochene Kurbellenkstangen und einer Ausrückvorrichtung, die bei Unregelmäßigkeiten in der Fachbildung den Stuhl selbsttätig abzustellen hat. Die Mailänder Ausstellung zeigte auch einen schmalen Jacquardstuhl von Rob. Hall & Sons in Bury, bei welchem die breite Jacquardmaschine ebenfalls von einem Stuhl-Gestellaufsatz getragen wird, dabei aber quer zur Webrichtung gestellt ist.

Bandwebstühle waren in Reichenberg und Mailand vertreten, und es sei hier auf den in Mailand vorgeführten, an andrer Stelle[3] dargestellten neuen Bandstuhl von G. Hattersley & Sons aufmerksam gemacht. Dieser besitzt für jedes Band einen unabhängig arbeitenden Kopf, der von den gewöhnlichen abweichende Bewegungen für die Fachbildung und die Schußeintragung macht; er gleicht in dieser Hinsicht dem Hamelschen[4] und dem Poyserschen[5] Schmalstuhl.

Bezüglich der in Reichenberg ausgestellten Bandstühle mit gemeinschaftlichem Gangwerk für alle Bänder von F. Lüdorf & Co. in Barmen kann auf die anderweit gegebene Darstellung verwiesen werden, welche überhaupt für diese Schmalwarenwebstühle eine bemerkenswerte Zusammenstellung der Neuerungen bringt[6]. (Forts. folgt.)

---

[1] Vergl. Z. 1891 S. 95 und 216 m. Abb.

[2] Utz: Weberei, S. 156 m. Abb.

[3] Vergl. Z. 1891 S. 216 m. Abb.

---

[1] Von der Sächsischen Maschinenfabrik (Hartmann) in Chemnitz, Hermann Schroers in Krefeld, der Maschinenfabrik Rüti (Honegger) in Rüti-Zürich, den Ateliers Diederichs in Bourgoin, von Barbier, Charmetand-Grassy in Lyon sowie von A. Fontana & Co. in Mailand.

[2] Abbildung und Beschreibung in Utz: Weberei, S. 136.

[3] Oesterreichs Wollen- und Leinenindustrie, Reichenberg 1907, S. 262 m. Abb. Textile Manuf. 1906 S. 267 m. Abb. Vergl. auch D. R. P. Nr. 186304 (Chadwick).

[4] D. R. P. Nr. 169439 u. engl. Patent 1904 Nr. 3629; vergl. auch Textile Manuf. 1904 S. 122 mit Schaubild.

[5] D. R. P. Nr. 83339, 85026, 90421 und 102194.

[6] Utz, a. a. O. S. 243 bis 280 mit 67 Fig.

Der Flachträger.[1]

Durchgehender räumlicher Träger auf nachgiebigen Stützen.

Von **L. Vianello** †

In vielen Fällen muß der gewöhnliche I-Träger wegen seiner geringen Widerstandsfähigkeit in der wagerechten Ebene besonders abgesteift werden. Bei den meisten Konstruktionen im Brückenbau wie im Hochbau bildet die Fahrbahn bezw. die Decke mit dem System der sekundären Träger und des etwa angeordneten Windverbandes eine reichlich genügende Absteifung; sonst ist die Anordnung eines wagerechten Trägers im unmittelbaren Anschluß an den belasteten Flansch die übliche und einfachste Konstruktion. Wenn sowohl der eigentliche Träger wie die Versteifungswand als Balken auf zwei Stützen ausgeführt werden, ist die Berechnung sehr einfach; sie wird aber schwierig und verwickelt, wenn beide über mehrere Oeffnungen durchgehen und obendrein die Stützen senkrecht wie wagerecht nachgiebig sind.

Die Veranlassung zur eingehenden Untersuchung solcher Bauwerke gab der Entwurf der Berliner Schwebebahn Gesundbrunnen-Rixdorf, wo besonderer Wert darauf gelegt wurde, das Straßenbild möglichst wenig zu beeinträchtigen, also einfache glatte Tragwerke zu verwenden[2]. Die gewählte Bauart kann wohl als eine glückliche, nicht leicht zu übertreffende Lösung bezeichnet werden.

Andre Beispiele derartiger Bauwerke sind gewisse Laufkranträger sowie Träger für Hängebahnen.

Die Stützen bestehen aus eisernen Säulen, entweder unten eingespannt und sonst frei, oder unten einfach gestützt und oben an ein Fachwerk angeschlossen. Der Träger ruht auf Konsolen, die mit den Säulen starr verbunden sind; die wagerechte Versteifung, vollwandig oder vergittert, wird im allgemeinen als Laufsteg benutzt. Sie erfüllt einen zweifachen Zweck: zuerst macht sie den belasteten Flansch des Trägers gegen seitliche Kräfte widerstandsfähig, und außerdem verbindet sie die Säulen miteinander, so daß deren wagerechte Nachgiebigkeit (und infolgedessen auch die senkrechte) verringert wird.

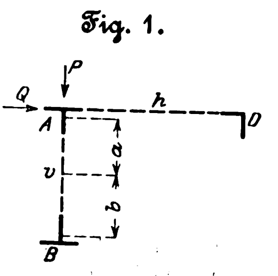
Die wagerecht angreifenden Kräfte sind an und für sich nicht unwesentlich. Bei Kranen pflegt man anzunehmen, daß die Kette mit einer Neigung von 1 : 10 arbeiten kann. Wer in größeren Werkstätten verkehrt hat, wird diese Angabe sicher nicht übertrieben finden. Bei Hänge- und Schwebebahnen muß auf den Winddruck und auf mögliche Pendelbewegungen der Wagen Rücksicht genommen werden.

Die eben geschilderte Anordnung ist aber nicht die einzig mögliche. Die Stütze kann durch einen Haken ersetzt werden, wenn nämlich eine Hängesäule oben mit einem festen Bauwerk verbunden ist und am unteren Ende die Konsole trägt, so daß der Raum darunter vollständig frei bleibt. Diese ebenfalls vorkommende Anordnung erfordert in der Berechnung nur eine unwesentliche Aenderung, die später erwähnt werden wird; die Eigenschaften des Systems bleiben in beiden Fällen dieselben.

Eine andre mögliche Stützenform wäre ein bogenförmiges Portal und dergl. mehr.

Eine streng genaue Behandlung der Aufgabe stößt auf große Schwierigkeiten; sie ist aber auch zwecklos in Anbetracht der vielen Fehlerquellen, besonders bei der Ermittlung der Nachgiebigkeit der Stützen. Die im folgenden entwickelte Theorie genügt für die Bedürfnisse der Praxis vollständig.

In einem Querschnitt durch den versteiften Balken haben wir in AB den senkrechten, in AD den wagerechten Träger, Fig. 1; im ganzen sind drei Gurtungen und zwei Wände vorhanden. Die Entfernung der Schwerpunkte der Gurtungen sei v bezw. h, die Flächeninhalte der Gurtungen A, B und D. Ist der eine Balken vollwandig (meist der senkrechte), so wird zur Querschnittfläche jeder seiner Gurtungen $1/6$ der Fläche des Stehbleches zugeschlagen.



Bei Vernachlässigung der Formänderung infolge der Querkräfte sind die beiden Biegungslinien, wagerecht und senkrecht, durch die Längenänderungen der Gurtungen bestimmt; ihre Ordinaten verhalten sich zueinander wie die betreffenden Kontingenzwinkel Θ_v und Θ_h. Man erhält aus der Figur ohne weiteres:

$$\Theta_v = \frac{-\Delta A + \Delta B}{v}; \qquad \Theta_h = \frac{-\Delta A + \Delta D}{h}.$$

Die Längenänderungen der Gurtungen lassen sich unmittelbar durch die angreifenden Momente, wagerecht M_h und senkrecht M_v, ausdrücken:

$$\Delta A = -\frac{M_v}{vA} - \frac{M_h}{hA}; \quad \Delta B = \frac{M_v}{vB}; \quad \Delta D = \frac{M_h}{hD}.$$

Folglich:

$$\Theta_v = \left[\left(\frac{M_v}{v} + \frac{M_h}{h}\right)\frac{1}{A} + \frac{M_v}{vB}\right]\frac{1}{v} = \frac{M_v}{v^2}\left(\frac{1}{A} + \frac{1}{B}\right) + \frac{M_h}{vhA}$$

$$\Theta_h = \left[\left(\frac{M_v}{v} + \frac{M_h}{h}\right)\frac{1}{A} + \frac{M_h}{hD}\right]\frac{1}{h} = \frac{M_v}{vhA} + \frac{M_h}{h^2}\left(\frac{1}{A} + \frac{1}{D}\right).$$

Werden die Abstände des Schwerpunktes eines Balkens von den beiden Gurtungen A und B mit a und b hezeichnet, so ist $aA = bB$ und $a + b = v$, woraus folgt:

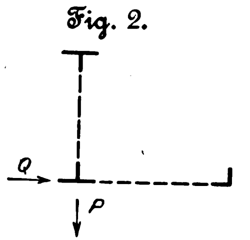
$$a = v\frac{B}{A + B}; \qquad b = v\frac{A}{A + B}.$$

Das Trägheitsmoment ist annäherungsweise:

$$J_v = a^2 A + b^2 B = v^2 \frac{AB}{A + B} = \frac{v^2}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B}}.$$

Aehnliches gilt für J_h.

Es ist also ersichtlich, daß M_v in der Formel für Θ_v durch J_v und M_h in der Formel für Θ_h durch J_h dividiert wird. Die beiden Größen J_v und J_h sind ihrer Natur nach immer positiv.



Das Glied vhA stellt augenscheinlich ein Zentrifugalmoment dar, das mit C bezeichnet werden soll. Wie jedes Zentrifugalmoment kann es positiv oder negativ sein; in dem hier betrachteten Fall ist es positiv oder negativ, denn eine senkrechte Belastung der Wand AB ergibt eine wagerechte Verschiebung der Wand AD nach rechts, also in der Richtung, in welcher die wagerechte Kraft positiv angenommen wurde. Bei einem Träger, wie in Fig. 2 skizziert, wäre C negativ zu setzen.

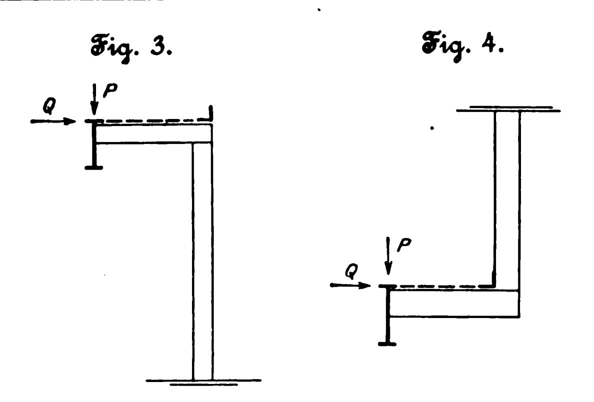
So erhält man schließlich:

$$\Theta_v = \frac{M_v}{J_v} + \frac{M_h}{C}; \qquad \Theta_h = \frac{M_h}{J_h} + \frac{M_v}{C}.$$

Die Stützen sind in zwei Richtungen nachgiebig; eine Vertikallast $P = 1$ t gibt eine Senkung ζ, aber gleichzeitig auch eine wagerechte Verschiebung $-\xi$, der hier das Minuszeichen zugeschrieben wird, weil sie der positiv angenommenen Richtung der Kraft Q entgegenwirkt, Fig. 3. Ebenso wird die Kraft $Q = 1$ t eine senkrechte Durchbiegung $-\xi$ und eine wagerechte η herbeiführen.

[1] Diese Benennung soll die kennzeichnende Eigenschaft des Bauwerkes hervorheben, nämlich die geringe Ausdehnung in der Höhe, im Gegensatz zu andern räumlichen Systemen.

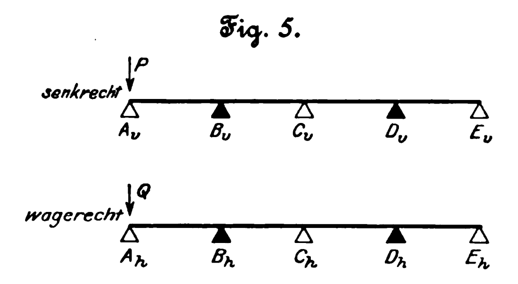
[2] Vergl. Z. 1906 S. 1881.



Hat die Stütze die Form eines Hakens, Fig. 4, so gelten dieselben Beziehungen; nur ist hier ξ positiv, sonst ändert sich nichts in der Sache.

Das System ist in hohem Grade statisch unbestimmt; am einfachsten nimmt man als statisch nicht bestimmbare Größen die beiden Komponenten der Reaktion jeder überzähligen Stütze an. Diese Unbekannten treten also paarweise auf und lassen sich nicht voneinander trennen.

Nachdem alle Stützen bis auf zwei entfernt worden sind, wodurch das System statisch bestimmt wird, untersucht man am besten den Belastungszustand, wo bei einer Stütze eine senkrechte und eine wagerechte Kraft angreifen, Fig. 5.



Zur Aufstellung der Elastizitätsgleichungen kann man das Prinzip der Arbeit benutzen; empfehlenswert ist es jedoch, einen andern Weg einzuschlagen, wobei man leichter alle maßgebenden Umstände berücksichtigt. Man denke sich, es käme darauf an, für jede beseitigte Stütze senkrecht und wagerecht ein Paßstück einzuschalten, so daß nach der Formänderung der Träger mit der Stütze in Berührung bleibt. Die sich ergebende Stärke des Paßstückes muß gleich null sein oder einen von vornherein bekannten Wert haben[1]). Die Biegungen des Trägers bezeichnen wir mit φ senkrecht-senkrecht, mit ψ wagerecht-senkrecht und mit χ wagerecht-wagerecht. Die Verschiebungen werden rechnerisch oder zeichnerisch ermittelt, wobei das statisch bestimmte System maßgebend ist und die Nachgiebigkeit der beiden beibehaltenen Stützen immer berücksichtigt werden muß.

Die erste Gleichung für die erste Stütze ergibt sich aus der Betrachtung der senkrechten Verschiebungen in A und lautet:

$$-(P-A_v)\,\varphi_{aa}+A_v\zeta+B_v\varphi_{ab}+C_v\varphi_{ac}+D_v\varphi_{ad}+\text{---}$$
$$-(Q-A_h)\,\psi_{aa}+A_h\xi+B_h\psi_{ab}+C_h\psi_{ac}+D_h\psi_{ad}+\text{---}=0.$$

Die zweite Gleichung berücksichtigt die wagerechten Verschiebungen in A und lautet:

$$-(P-A_v)\,\psi_{aa}+A_v\xi+B_v\psi_{ab}+C_v\psi_{ac}+D_v\psi_{ad}+\text{---}$$
$$-(Q-A_h)\,\chi_{aa}+A_h\eta+B_h\chi_{ab}+C_h\chi_{ac}+D_h\chi_{ad}+\text{---}=0.$$

Aehnlich für die andern Stützen; es kommen noch die beiden statischen Gleichgewichtsbedingungen hinzu. So erhält man ebensoviele Gleichungen, wie Unbekannte vorhanden sind; sie sind der Natur der Sache nach paarweise gruppiert, und zwar haben die beiden Gleichungen, die zur gleichen Stütze gehören, eine ganze Reihe Koeffizienten gemeinsam, nämlich alle mit ξ bezw. ψ bezeichneten Beiwerte. Außerdem weisen sie die charakteristische Eigenschaft der Elastizitätsgleichungen auf, daß der Koeffizient der $m$ten Unbekannten in der $n$ten Gleichung gleich ist dem Koeffizienten der $n$ten Unbekannten in der $m$ten Gleichung. Diese Eigenschaften erleichtern aber die Lösung keineswegs; sie sind nur als Kontrolle zu verwerten.

[1]) Dieses Verfahren ist im allgemeinen bei der Untersuchung von statisch unbestimmten Systemen wegen seiner Uebersichtlichkeit am vorteilhaftesten.

Nach Auflösung der Gleichungen berechnet man für sämtliche Stützen die Verschiebungen, wobei die Senkung infolge der Kraft $Q=1$ immer gleich der Ausweichung infolge der Kraft $P=1$ sein muß.

Die Konstruktion der Biegungslinien gelingt mit wenig Mühe und mit der gewünschten Schärfe mit Hülfe der Stützenmomente $\mathfrak{M}$, durch welche die Momentenflächen bestimmt sind. Aus den Ausdrücken für die Kontingenzwinkel folgt:

$$\mathfrak{M}_v=\frac{M_v}{J_v}+\frac{M_h}{C},\qquad \mathfrak{M}_h=\frac{M_v}{C}+\frac{M_h}{J_h}.$$

Die Werte von M_v und M_h lassen sich für alle Stützen berechnen, sobald die Auflagerkräfte bekannt sind. Es empfiehlt sich, alle $\mathfrak{M}$ mit einer konstanten, ziemlich großen Zahl zu multiplizieren, um mit bequemen Größen zu arbeiten.

Will man die Biegungslinien als Seilpolygone konstruieren, so ergibt sich im allgemeinen eine so geringe Polweite, daß die Genauigkeit des Ergebnisses wieder zweifelhaft erscheint. Deshalb benutzt man am besten das direkte Verfahren zur Ermittlung von Zwischenpunkten und Zwischentangenten der elastischen Linie[1]), was bei konstantem Trägheitsmoment gleich anwendbar ist, sobald der Linienzug der Tangenten über den Stützen bekannt ist; bei veränderlichem Trägheitsmoment müssen die einzelnen Biegungslinien getrennt gezeichnet werden.

Nun ist man imstande, die Einflußlinien für die Stützendrücke zu ermitteln. Bezeichnet man mit y und z die Ordinaten der senkrechten und der wagerechten Biegungslinie, mit a_v und a_h die Ordinaten der Einflußlinien, so hat man:

$$y=a_v\zeta+a_h\xi,\qquad z=a_v\xi+a_h\eta,$$

woraus:

$$a_v=\frac{y\eta-z\xi}{\zeta\eta-\xi^2},\qquad a_h=\frac{z\zeta-y\xi}{\zeta\eta-\xi^2}.$$

Es soll hier eine besondere Eigenschaft des Systems erwähnt werden, die bei dem gewöhnlichen Träger auf elastisch senkbaren Stützen ebenfalls vorkommt. Infolge des Maxwellschen Satzes ergibt sich die bekannte Reziprozität der Verschiebungen; ähnlich müssen sich die Stützendrücke verhalten. Ist die Nachgiebigkeit aller Stützen gleich (d. i. sind die Werte von ζ, ξ und η für alle gültig), so tritt die Reziprozität ohne weiteres ein, d. h. die Auflagerdrücke L_v und L_h einer Stütze L infolge einer Belastung der Stütze A sind gleich den Auflagerdrücken der Stütze A bei der gleichen Belastung der Stütze L. Im andern Falle lassen sich die Auflagerdrücke L_v und L_h aus den Verschiebungen λ_v und λ_h leicht berechnen. Man hat dazu die beiden Gleichungen:

$$\lambda_v=\zeta_l L_v+\xi_l L_h,\qquad \lambda_h=\xi_l L_v+\eta_l L_h.$$

Auf alle Fälle ergeben sich die Stützenordinaten der Einflußlinien eines Auflagerdruckes unmittelbar aus den Verschiebungen. Die Einflußlinien können also gleich als Biegungslinien eines durchgehenden Trägers auf verschobenen Stützen gezeichnet werden, eine Aufgabe, die mit Hülfe der Festpunkte ohne Schwierigkeit zu lösen ist.

Aus den Einflußlinien der Stützendrücke lassen sich alle übrigen ableiten. Dabei zeigt sich aber, daß wohl die Querkräfte, nicht aber die Momente mit der gewünschten Schärfe bestimmt werden können; denn den sehr kleinen Ordinaten entspricht ein ziemlich großer Multiplikator. Für Träger auf sehr vielen Stützen genügt es, eine kleine Anzahl von Oeffnungen zu berücksichtigen; dabei können aber die Momentenlinien aus den Stützendrucklinien nicht abgeleitet werden, weil zu den entfernten kleinen Lagerdrücken ein großer Hebelarm gehört. Um auf direktem Wege zur Einflußlinie eines Momentes zu gelangen, läßt man ein beliebig großes Moment auf den betreffenden Querschnitt einwirken; dadurch wird der Träger geknickt, und zwar um einen

[1]) Vergl. Z. 1903 S. 92.

Winkel μ, im Sinne der graphischen Statik gemessen. Es sei hier ausdrücklich bemerkt, daß nur die eine Wand geknickt wird, die andre muß unverändert bleiben; denn die Formänderung muß sich vollziehen, bevor die beiden Wände miteinander verbunden werden. Wird der so deformierte Träger auf die Stützen gesetzt und gezwungen, mit ihr überall in Berührung zu kommen, so entstehen Auflagerkräfte, deren Summe gleich null sein muß; die Biegungslinien (wagerecht und senkrecht) sind die gesuchten Einflußlinien, die eine für wagerechte, die andere für senkrechte äußere Kräfte. Nur die eine weist eine Spitze auf, und zwar mit demselben Tangentenwinkel, um welchen die betreffende Wand ursprünglich geknickt wurde; die andre verläuft stetig krumm. Der Knickwinkel ist nach dem Prinzip der Arbeit die Einheit für die beiden Linien und wird am besten gleich eins gesetzt, wonach die Ordinaten in Naturgröße erscheinen. Zur Aufzeichnung der Biegungslinien benutzt man die oben mit M bezeichneten Stützenmomente, ermittelt die Tangenten über den Stützen und zeichnet nach dem oben erwähnten Verfahren die dazugehörigen elastischen Linien.

Nach demselben Prinzip kann man auch die Einflußlinien für einen Stützendruck erhalten. Um z. B. zu den beiden A_v-Linien zu gelangen, denke man sich die Verbindung des senkrechten Trägers mit der Stütze A gelöst (nicht aber auch die Verbindung des wagerechten Trägers!) und schalte zwischen Träger und Stütze ein Paßstück, dessen Stärke am besten gleich eins genommen wird. Wird nun der Träger gezwungen, mit allen Stützen in Berührung zu kommen, so entstehen Auflagerkräfte, deren Summe gleich null ist; die beiden Biegungslinien des belasteten Flansches sind ohne weiteres die gesuchten Einflußlinien. Als Einheit gilt die angenommene Stärke des Paßstückes.

Zur Untersuchung der Eigenschaften des Trägers ist es vorteilhaft, die Sache so weit wie möglich zu vereinfachen, d. h. nur zwei gleich große Oeffnungen zu betrachten und konstante Abmessungen vorauszusetzen. Die Berechnung ist dabei noch immer angenähert genug, um Schlüsse allgemeiner Natur zu gestatten.

Der Belastungszustand ist in Fig. 6 dargestellt.

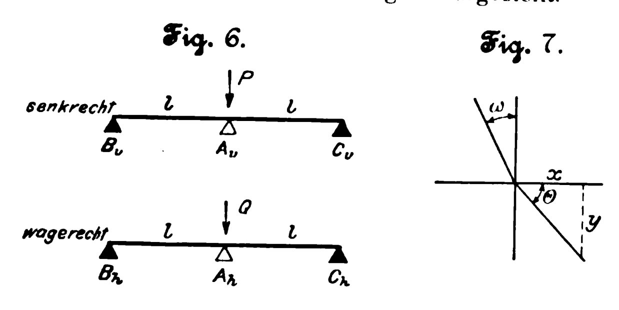


Fig. 6. Fig. 7.

Die Elastizitätsgleichungen lauten:

$$A_v\left(\frac{l^3}{6J_v}+{}^3/_2\,\zeta\right)+A_h\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)=P\left(\frac{l^3}{6J_v}+{}^1/_2\,\zeta\right)+Q\left(\frac{l^3}{6C}+{}^1/_2\,\xi\right),$$

$$A_v\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)+A_h\left(\frac{l^3}{6J_h}+{}^3/_2\,\eta\right)=P\left(\frac{l^3}{6C}+{}^1/_2\,\xi\right)+Q\left(\frac{l^3}{6J_h}+{}^1/_2\,\eta\right).$$

Diese Gleichungen können auch zeichnerisch gelöst werden. Zu dem Zweck ist die von Müller-Breslau verwendete Darstellung der Verschiebungen mittels eines Kreises am Platze.

Die auf zwei rechtwinklige Koordinatenachsen bezogenen Verschiebungen eines Punktes seien durch die Formeln dargestellt:

$$x = a \sin \omega + b \cos \omega$$
$$y = b \sin \omega + c \cos \omega,$$

wo der Winkel ω, Fig. 7, die Lage der angreifenden Kraft bestimmt, deren Größe = 1 t angenommen wird. Die Koeffizienten a, b c sind unveränderlich. Trägt man, Fig. 8, auf einer senkrechten Geraden $AB = a$, $BC = c$ und auf der wagerechten Geraden durch B $BT = b$ auf, so ist die Verschiebung in Größe und Richtung durch TS dargestellt, wobei S auf dem Kreise liegt, der AC als Durchmesser hat, und Winkel $SAC = \omega$ ist. Die punktierten Projektionslinien zeigen, daß die beiden Projektionen von TS den angegebenen Gleichungen genügen. Die Richtung der Verschiebung ist durch

$$\Theta = \text{Arctg}\,\frac{y}{x} = TSC$$

bestimmt.

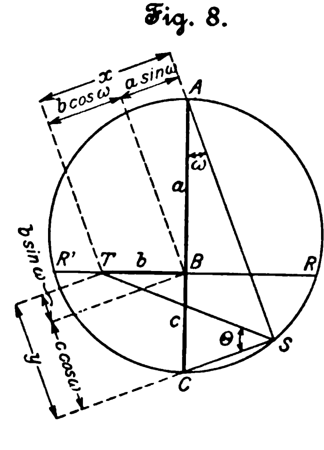


Fig. 8.

Indem ω von 0 bis π anwächst, durchläuft S den ganzen Verschiebungskreis von C über R und A. Für Werte von ω zwischen π und 2π betrachtet man am besten den Winkel ω als negativ, wobei die Verschiebungen gleich und entgegengesetzt von denen für $\pi - \omega$ sind.

Wenn S in R liegt, so ist $\omega = \Theta$; liegt S in R', so ist $\pi - \omega = \Theta$; für ein gewisses negatives ω vollzieht sich also wieder die Verschiebung in der Richtung der Kraft.

Die Elastizitätsgleichungen können umgeformt werden, indem $X = A_v - P$, $Y = A_h - Q$ gesetzt wird. So erhält man:

$$X\left(\frac{l^3}{6J_v}+{}^3/_2\,\zeta\right)+Y\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)=-P\,\frac{\zeta}{2}-Q\,\frac{\xi}{2}$$

$$X\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)+Y\left(\frac{l^3}{6J_h}+{}^3/_2\,\eta\right)=-P\,\frac{\xi}{2}-Q\,\frac{\eta}{2}.$$

Nun ist

$$X = A\sin\varphi,\quad Y = A\cos\varphi,\quad -P = K\sin\psi,\quad -Q = K\cos\psi;$$

also:

$$A\sin\varphi\left(\frac{l^3}{6J_v}+{}^3/_2\,\zeta\right)+A\cos\varphi\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)=K\sin\psi\,\frac{\zeta}{2}+K\cos\psi\,\frac{\xi}{2},$$

$$A\sin\varphi\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)+A\cos\varphi\left(\frac{l^3}{6J_h}+{}^3/_2\,\eta\right)=K\sin\psi\,\frac{\xi}{2}+K\cos\psi\,\frac{\eta}{2}.$$

Die linken Seiten der beiden Gleichungen stellen zusammen eine Verschiebung dar, die derjenigen der rechten Seiten gleich sein muß. Setzen wir vorläufig $\frac{A}{K} = Z$, so ist dies die unbekannte Größe, während die unbekannte Richtung durch φ ausgedrückt wird. Die durch ψ mit Hülfe eines besonderen Kreises ermittelte Verschiebung liefert den Winkel Θ. Schlägt man über TC einen Kreisbogen, dem Winkel Θ entsprechend, so ist damit der Punkt S gefunden. Die Größe der Kraft Z ist gleich der Länge der durch die rechten Seiten der Gleichungen dargestellten Verschiebung, durch TS dividiert.

Hiermit ist die Aufgabe vollständig gelöst.

Diese Konstruktion läßt uns in Stich, wenn der Punkt T auf den Verschiebungskreis fällt. Dies würde bedeuten, daß die Verschiebung für alle Lagen der Angriffkraft dieselbe Richtung hat, was praktisch nicht möglich ist. Es müßte nämlich sein: $ac = b^2$, d. i.

$$\left(\frac{l^3}{6J_v}+{}^3/_2\,\zeta\right)\left(\frac{l^3}{6J_h}+{}^3/_2\,\eta\right)=\left(\frac{l^3}{6C}+{}^3/_2\,\xi\right)^2.$$

Hiermit wäre die Determinante der Koeffizienten der Unbekannten gleich null. Der Ausnahmefall kann also praktisch nicht vorkommen.

Die Konstruktion gestattet, die Aufgabe mit ziemlicher Schärfe zu lösen; sie hat dabei den Vorteil, gleich zu zeigen, wie stark die Werte der Unbekannten durch kleine Aenderungen der Trägheitsmomente und der Nachgiebigkeit der Stützen beeinflußt werden; mit andern Worten, sie legt die Empfindlichkeit des Systems dar: ein Vorteil, der im allgemeinen der zeichnerischen Behandlung gegenüber der rechnerischen eigen ist.

Zur weiteren Erörterung ist die analytische Behandlung vorteilhafter.

Es ist interessant, zu untersuchen, ob es möglich ist, daß zwei entsprechende Stützenverschiebungen einander gleich werden. Soll $\alpha_v = \beta_v$ sein, so hat man die Bedingungsgleichung:

$$\frac{P - A_v}{2} \zeta + \frac{Q - A_h}{2} \xi = A_v \zeta + A_h \xi .$$

Drei Gleichungen mit zwei Unbekannten können nur dann bestehen, wenn die Determinante der Koeffizienten gleich null wird. Also:

$$\begin{vmatrix} \frac{l^3}{6 J_v} + {}^3/_2 \zeta & \frac{l^3}{6 C} + {}^3/_2 \xi & P\left(\frac{l^3}{6 J_v} + {}^1/_2 \zeta\right) + Q\left(\frac{l^3}{6 C} + {}^1/_2 \xi\right) \\ \frac{l^3}{6 C} + {}^3/_2 \xi & \frac{l^3}{6 J_h} + {}^3/_2 \eta & P\left(\frac{l^3}{6 C} + {}^1/_2 \xi\right) + Q\left(\frac{l^3}{6 J_h} + {}^1/_2 \eta\right) \\ 3 \zeta & 3 \xi & P \zeta + Q \xi \end{vmatrix} = 0$$

Hieraus ergibt sich, wenn $Q = 0$ ist:

$$\xi \frac{l^3}{9} \left(\frac{1}{C^2} - \frac{1}{J_v J_h}\right) = \frac{\zeta \eta - \xi^2}{C} ,$$

und wenn $P = 0$ ist:

$$\xi \frac{l^3}{9} \left(\frac{1}{C^2} - \frac{1}{J_v J_h}\right) = \frac{\zeta \eta - \xi^2}{C} .$$

Diese Bedingung gibt auch $\alpha_h = \beta_h$, wenn $Q = 0$.

Aehnlich erhält man $\alpha_h = \beta_h$ für $P = 0$, wenn

$$\eta \frac{l^3}{9} \left(\frac{1}{C^2} - \frac{1}{J_v J_h}\right) = \frac{\zeta \eta - \xi^2}{J_h} .$$

Eine einzige dieser Bedingungen kann wohl erfüllt werden. Man sieht gleich ein, daß es z. B. noch möglich ist, daß für $Q = 0$ $\alpha_v < \beta_v$ wird; denn die linke Seite der ersten Gleichung kann einen größeren Zahlenwert als die rechte ergeben; wenn also eine senkrechte Kraft über der Mittelstütze angreift, kann die senkrechte Senkung daselbst kleiner sein als bei den benachbarten Stützen. Dies war bei einem für die Ausführung bestimmten Träger auch der Fall (vergl. das Zahlenbeispiel).

Es ist aber nicht möglich, zwei dieser Bedingungen gleichzeitig zu erfüllen; denn es ist der Natur der Sache nach ausgeschlossen, daß z. B. für $Q = 0$ $\alpha_v = \beta_v$ und $\alpha_h = \beta_h$ wird; dies wäre nämlich gleichbedeutend mit einer Verteilung der äußeren Kraft auf drei Stützen ohne gleichzeitige Durchbiegung des Trägers.

Aus demselben Grund ist es unmöglich, alle drei Bedingungen gleichzeitig zu erfüllen.

Es ist auch von vornherein ausgeschlossen, daß $C^2 = J_v J_h$ wird; denn diese Gleichung steht in direktem Widerspruch mit dem Bildungsgesetz der drei Größen. Führt man nämlich die oben angegebenen Werte ein, so ergibt sich:

$$A^2 h^2 v^2 = A^2 h^2 v^2 \frac{B}{A + B} \frac{D}{A + D} ,$$

woraus folgt:

$$\frac{B}{A + B} \frac{D}{A + D} = 1 ,$$

was augenscheinlich unmöglich ist, da die hier vorkommenden Größen ihrer Natur nach alle positiv sind. Die Erfüllung aller Bedingungsgleichungen durch $\zeta \eta - \xi^2 = 0$ und $\frac{1}{C^2} - \frac{1}{J_v J_h} = 0$ ist also nicht möglich.

Aehnliche Schlüsse würde man aus der Untersuchung weniger einfacher Träger ziehen.

Aus der zahlenmäßigen Berechnung vieler besondrer Fälle sind ferner folgende Ergebnisse abgeleitet:

1) Die senkrechte Wand verhält sich angenähert wie ein durchgehender Träger auf sehr wenigen nachgiebigen Stützen, was zur Festlegung der Abmessungen gut zu verwerten ist.

2) Die wagerechte Wand kann im allgemeinen mit ganz roher Annäherung als ein Träger auf stark nachgiebigen Stützen betrachtet werden. Die in ihr auftretenden Querkräfte sind alsdann sehr klein, so daß es vorteilhaft ist, sie nicht vollwandig, sondern vergittert zu konstruieren. Die Füllstäbe werden dabei sehr leicht.

3) Die Nachgiebigkeit des Trägers über einer Stütze, wenn eine Last genau darüber liegt, kann sehr wohl kleiner sein als die der benachbarten Stützen; da aber die Gestalt der Einflußlinien der Stützendrücke durch zwei Biegungslinien bestimmt wird, ist dieser Umstand belanglos; das System kann trotz alledem gut brauchbar sein.

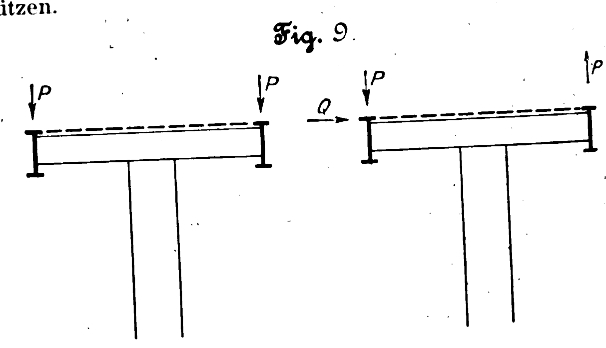
4) Der Einfluß angreifender Lasten nimmt sehr schnell mit ihrer Entfernung ab. Es genügt im allgemeinen, 4, höchstens aber 6 Oeffnungen zu berücksichtigen. Der Umstand, daß die wagerechte Wand im Verhältnis zu den Stützen sehr steif sein kann, ändert nichts an der Sache.

5) Die Durchbiegungen des Trägers sind nicht wesentlich größer als die eines durchgehenden Balkens auf starren Stützen.

Der symmetrische Träger.

Für zweigleisige Schwebebahnen und für Laufkranträger zwischen zwei gleichen Hallen sind symmetrische Träger vorteilhaft. Die beiden (meist vollwandigen) senkrechten Wände werden am oberen Flansch durch ein Gitterwerk miteinander verbunden, wodurch ein dreiwandiger räumlicher Träger entsteht. Die Behandlung ist der vorher entwickelten ähnlich. Man untersucht am besten die beiden aus Fig. 9 ersichtlichen Belastungszustände. Der Fall symmetrischer Belastung gehört zum durchgehenden Träger auf elastischen Stützen.

Fig. 9.



Bei der Belastung durch gleiche und entgegengerichtete senkrechte Kräfte P und $-P$ erhält man die Kontingenzwinkel

$$\Theta_v = \frac{M_v}{J_v} + \frac{M_h}{C} ; \quad \Theta_h = 2 \frac{M_v}{C} + \frac{M_h}{J_h} .$$

Die Elastizitätsgleichungen werden ähnlich wie die obigen, nur hat man statt ζ die Größe $\delta = \zeta + \zeta'$ einzuführen, wo ζ' die senkrechte Durchbiegung einer Stütze an einem Ende bei der Belastung $-P = 1$ am andern Ende bedeutet. Außerdem ist in den Gleichungen für wagerechte Verschiebungen ${}^1/_2 C$ und 2ξ statt C und ξ zu setzen.

Aus der Vereinigung der beiden betrachteten Fälle ergibt sich die Lösung der Aufgabe für einseitige Belastung.

Da die Eigenschaften dieses Trägers im Grunde genommen von denen des andern nicht verschieden sind, ist eine eingehende Behandlung hier überflüssig.

Der Uebergang vom unsymmetrischen zum symmetrischen Träger kann annäherungsweise wie folgt geschehen. Bei der Belastung $P = 1$ t an einem Ende des Querträgers der Stütze hebt sich das andere Ende um ζ'. Ist r die relative Senkung auf der belasteten Seite, d. h. die Entfernung zwischen Träger und Stütze infolge der Auflagerkräfte, nicht aber infolge der äußeren Kraft P, so verhält sich angenähert die auf der unbelasteten Seite entstehende negative Kraft zu A_v wie die Hebung zu r; daraus folgt:

$$\frac{P'}{A_v} = \frac{\zeta'}{r} \quad \text{oder} \quad P' = A_v \frac{\zeta'}{r} .$$

Aus P' kann man alle übrigen Stützenreaktionen auf der unbelasteten Seite durch Proportionalität ableiten.

Beispiel.

Die abgehandelte Theorie wollen wir auf einen praktischen Fall anwenden.

Es sei ein auf 4 gleichen und gleich weit entfernten Stützen liegender Träger mit konstanten Abmessungen zu untersuchen. Läßt man über der ersten Stütze eine senk-

rechte Kraft P und eine wagerechte Kraft Q angreifen, Fig. 10, so erhält man folgende Elastizitätsgleichungen:

$$A_v\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_v}+6\zeta\right)+A_h\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{C}+6\xi\right)+D_v\left(\frac{l^3}{6J_v}-4\zeta\right)$$
$$+D_h\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right)=P\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_v}+5\xi\right)+Q\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{C}+5\xi\right),$$

$$A_v\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{C}+6\xi\right)+A_h\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_h}+6\eta\right)+D_v\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right)$$
$$+D_h\left(\frac{l^3}{6J_h}-4\eta\right)=P\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{C}+5\xi\right)+Q\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_h}+5\eta\right),$$

$$A_v\left(\frac{l^3}{6J_v}-4\zeta\right)+A_h\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right)+D_v\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_v}+6\zeta\right)$$
$$+D_h\left(\frac{2\,l^3}{3\,C}+6\xi\right)=P\left(\frac{l^3}{6J_v}-4\zeta\right)+Q\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right),$$

$$A_v\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right)+A_h\left(\frac{l^3}{6J_h}-4\eta\right)+D_v\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{C}+6\xi\right)$$
$$+D_h\left(\tfrac{2}{3}\frac{l^3}{J_h}+6\eta\right)=P\left(\frac{l^3}{6C}-4\xi\right)+Q\left(\frac{l^3}{6J_h}-4\eta\right).$$

Fig. 10.

Diese Gleichungen geben die relativen Verschiebungen des Trägers in bezug auf jede Stütze an, auf der linken Seite infolge der Auflagerkräfte, auf der rechten infolge der äußeren Kräfte; die Verschiebungen gehören der Reihe nach zur Stütze A senkrecht und wagerecht und zur Stütze D senkrecht und wagerecht.

Die Verschiebungen der Stützen A sind

$$\alpha_v = P\zeta + Q\xi, \qquad \alpha_h = P\xi + Q\eta;$$

ähnlich für die andern Stützen.

Die Zahlenwerte der hier in Betracht kommenden Größen seien:

$$l = 1200 \text{ cm}, \quad J_v = 86800 \text{ cm}^4, \quad C = 375000 \text{ cm}^4,$$
$$J_h = 375000 \text{ cm}^4;$$
$$\zeta = 310 \text{ cm}, \quad \xi = -720 \text{ cm}, \quad \eta = 850 \text{ cm (für } E = 1).$$

Die vier Gleichungen lauten:

$$15132\,A_v - 1248\,A_h + 2078\,D_v + 3648\,D_h = 14822\,P - 528\,Q,$$
$$-1248\,A_v + 8172\,A_h + 3648\,D_v - 2632\,D_h = -528\,P + 7322\,Q,$$
$$2078\,A_v + 3648\,A_h + 15132\,D_v - 1248\,D_h = 2078\,P + 3648\,Q,$$
$$3648\,A_v - 2632\,A_h - 1248\,D_v + 8172\,D_h = 3648\,P - 2632\,Q.$$

Die Lösung liefert:

$$A_v = 0{,}981521\,P + 0{,}049099\,Q,$$
$$B_v = 0{,}016977\,P - 0{,}080002\,Q,$$
$$C_v = 0{,}021483\,P + 0{,}012707\,Q,$$
$$D_v = -\,0{,}019981\,P + 0{,}018196\,Q.$$

$$A_h = 0{,}106974\,P + 0{,}876372\,Q,$$
$$B_h = -\,0{,}174297\,P + 0{,}188300\,Q,$$
$$C_h = 0{,}027672\,P - 0{,}005716\,Q,$$
$$D_h = 0{,}039651\,P - 0{,}058956\,Q.$$

Die zu den nicht beseitigten Stützen gehörigen Werte sind aus den statischen Gleichgewichtsbedingungen abgeleitet.

Die Verschiebungen der Stützen (in cm für $E = 1$ t/qcm) betragen:

$$\alpha_v = 227{,}2502\,P - 615{,}7671\,Q \qquad \alpha_h = -615{,}7672\,P + 709{,}5649\,Q$$
$$\beta_v = 130{,}7567\,P - 160{,}3766\,Q \qquad \beta_h = -160{,}3760\,P + 217{,}6564\,Q$$
$$\gamma_v = -13{,}4641\,P + 8{,}0547\,Q \qquad \gamma_h = 8{,}0534\,P - 14{,}0076\,Q$$
$$\delta_v = -34{,}7428\,P + 48{,}0891\,Q \qquad \delta_h = 48{,}0897\,P - 63{,}2137\,Q.$$

Infolge der Reziprozität der Auflagerdrücke und der Symmetrie des Systemes hat man hier auch die Werte der statisch nicht bestimmbaren Kräfte für den Fall, daß eine Last über der Stütze B angreift. Die Gleichgewichtsbedingungen liefern alsdann die Drücke der nicht beseitigten Stützen. Es ergibt sich:

$$A_v = 0{,}016977\,P - 0{,}080002\,Q \qquad A_h = -0{,}174297\,P + 0{,}188300\,Q$$
$$B_v = 0{,}987529\,P + 0{,}172711\,Q \qquad B_h = 0{,}376266\,P + 0{,}617684\,Q$$
$$C_v = -0{,}025989\,P - 0{,}105416\,Q \qquad C_h = -0{,}229641\,P + 0{,}199732\,Q$$
$$D_v = 0{,}021483\,P + 0{,}012707\,Q \qquad D_h = 0{,}027672\,P - 0{,}005716\,Q.$$

Die entsprechenden Verschiebungen der Stützen sind:

$$\alpha_v = 130{,}7567\,P - 160{,}3766\,Q \qquad \alpha_h = -160{,}3760\,P + 217{,}6564\,Q$$
$$\beta_v = 35{,}2225\,P - 391{,}1921\,Q \qquad \beta_h = -391{,}1948\,P + 400{,}6895\,Q$$
$$\gamma_v = 157{,}2849\,P - 176{,}4860\,Q \qquad \gamma_h = -176{,}4828\,P + 245{,}6717\,Q$$
$$\delta_v = -13{,}2641\,P + 8{,}0547\,Q \qquad \delta_h = 8{,}0534\,P - 14{,}0076\,Q.$$

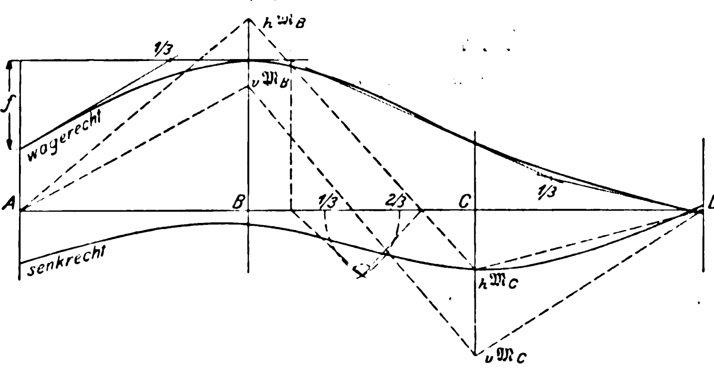
Die erwähnte Eigenschaft des Systemes, daß sich unter Umständen die unter der Last liegende Stütze weniger senkt als die beiden benachbarten, tritt hier deutlich hervor, wie aus den Werten von α_v, β_v und γ_v ersichtlich. Trotz dieser zuerst befremdenden Eigenartigkeit ist das System durchaus brauchbar, wie aus der weiteren Untersuchung hervorgeht.

Es ist interessant, die beiden Biegungslinien für $P = 1$ und $Q = 0$ aufzuzeichnen. Die Stützenordinaten sind ohne weiteres gleich den ermittelten Verschiebungen. Die für die Durchbiegung des belasteten Flansches maßgebenden Momente, nach den oben angegebenen Formeln berechnet, lauten:

$$100\,000\,{}_v\mathfrak{M}_B = -32{,}352\,P - 50{,}345\,Q \text{ tcm}$$
$$100\,000\,{}_v\mathfrak{M}_C = 38{,}554\,P + 15{,}740\,Q \text{ »}$$
$$100\,000\,{}_h\mathfrak{M}_B = -50{,}342\,P + 34{,}655\,Q \text{ »}$$
$$100\,000\,{}_h\mathfrak{M}_C = 15{,}730\,P + 3{,}197\,Q \text{ »}$$

Fig. 11. Biegungslinien.

Last in B. $P = 1$, $Q = 0$. Längen 1 : 200, Höhen 1 : 10.

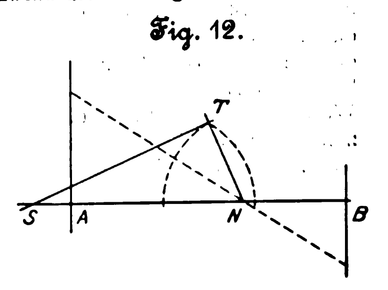


Hat man die Stützenordinaten und das Momentendiagramm aufgetragen, Fig. 11, so kann die Kurve mit der gewünschten Genauigkeit gezeichnet werden, sobald nur eine Tangente in einem der ermittelten Punkte angegeben ist. Ein Blick auf das Momentendiagramm zeigt, daß bekannte Formeln anwendbar sind; so schneidet z. B. die Tangente über der zweiten Stütze auf der Senkrechten durch die erste Stütze die Strecke $f = \frac{\mathfrak{M}\,l^2}{3}$ ab, wo $E = 1$ t/qcm und J bereits im Werte von $\mathfrak{M}$ enthalten ist. Die Tangenten über den Stützen schneiden sich immer über dem Schwerpunkt der betreffenden Momentenfläche. So kann man den Linienzug der Tangenten vervollständigen und darin nach dem oben erwähnten Verfahren die Kurve einzeichnen[1]).

Aus diesen beiden Biegungslinien können die Einfluß-

[1]) Bei diesen Konstruktionen kommt es sehr oft darauf an, die Senkrechte durch den Schwerpunkt eines übergeschlagenen Trapezes zu bestimmen. Unter den vielen anwendbaren Lösungen sei hier eine erwähnt, die sich wegen ihrer Einfachheit und Uebersichtlichkeit besonders empfiehlt, Fig. 12. Durch zwei Kreisbogen mit den Mittelpunkten in den Dritteln der Basis und dem Halbmesser $^1/_3\,AB$ wird der Punkt T bestimmt; die Gerade TS rechtwinklig zu TN schneidet die Basis in einem Punkte der Senkrechten durch den Schwerpunkt.

Fig. 12.



linien für die Stützendrücke B abgeleitet werden; in der Praxis wird man aber zweckmäßig die bisherige Berechnung ganz fortlassen und die Einflußlinien unmittelbar ermitteln. Der Gang der Arbeit sei an Hand des Beispieles erklärt.

Um zu den Einflußlinien für die Auflagerdrücke der Stütze B zu gelangen, schaltet man zwischen dem Träger und der Stütze ein 1 cm starkes Paßstück ein. Es sei ausdrücklich bemerkt, daß dies nur in einer Richtung, z. B. in der senkrechten, geschehen soll. Die linken Seiten der Elastizitätsgleichungen bleiben unverändert, die rechten Seiten werden der Reihe nach $+2{,}0$, $-1{,}0$. Die Lösung dieser Gleichungen und die statischen Gleichgewichtsbedingungen liefern:

$A_v = 0{,}00016936$ t $\quad A_h = 0{,}00004929$ t
$B_v = -0{,}00044623$ » $\quad B_h = -0{,}00017476$ »
$C_v = 0{,}00038438$ » $\quad C_h = 0{,}00020165$ »
$D_v = -0{,}00010751$ » $\quad D_h = -0{,}00007618$ »

Die aus diesen Kräften berechneten Verschiebungen, mit 10000 multipliziert, sind:

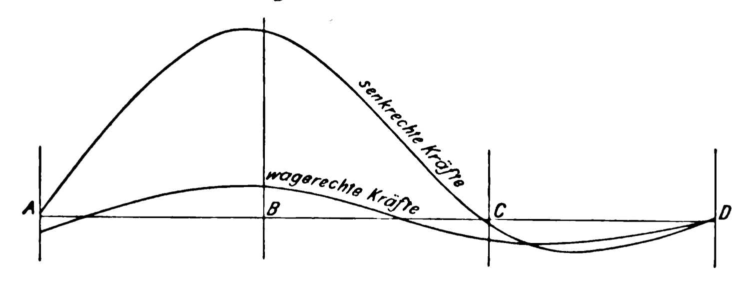
$\alpha_v = 170{,}128 \quad \beta_v = -125{,}041 \quad \gamma_v = -260{,}302 \quad \delta_v = 215{,}215$ cm
$\alpha_h = -800{,}427 \quad \beta_h = 1727{,}396 \quad \gamma_h = -1053{,}511 \quad \delta_h = 126{,}542$ »

Die für die Durchbiegungen maßgebenden Momente, auch mit 10000 multipliziert, sind:

${}_v\mathfrak{M}_B = 0{,}0250$ tcm $\quad {}_v\mathfrak{M}_C = -0{,}0173$ tcm
${}_h\mathfrak{M}_B = 0{,}0070$ » . $\quad {}_h\mathfrak{M}_C = -0{,}0058$ » .

Die entsprechenden Biegungslinien, die nach dem oben Gesagten genau konstruiert werden können, sind ohne weiteres die gesuchten Einflußlinien, Fig. 13; es ist dabei zu beachten, daß die wirkliche Verschiebung β_v den Wert $10000 - 125{,}041 = 9874{,}959$ hat.

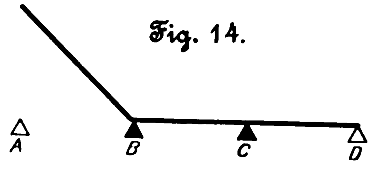
Fig. 13. Senkrechter Stützendruck B.
Längen 1 : 400. 25 mm = 1 t.



Besonders wichtig ist die direkte Ableitung der Einflußlinien der Stützenmomente.

Um die Einflußlinien des Momentes in der senkrechten Wand im Querschnitt B zu ermitteln, läßt man dort das beliebig große Moment ${}_v\mathfrak{M}_B$ einwirken, und zwar ehe die wagerechte Wand angeschlossen ist. Die senkrechte Wand wird um einen gewissen Winkel geknickt, den wir der Bequemlichkeit halber gleich 1 annehmen; die wagerechte Wand bleibt unverändert. Wird nun der Träger auf die Stützen gelegt, so kommt er mit allen sowohl wagerecht wie senkrecht in Berührung, mit der Ausnahme, daß er senkrecht über der Stütze A um 1200 cm zu hoch liegt, Fig. 14, so daß für die Verbindung eine gewaltsame Einwirkung erforderlich ist. Die linken Seiten der Elastizitätsgleichungen bleiben unverändert, rechts hat man der Reihe nach die Werte $-1200, 0, 0, 0$; die erste Zahl hat das negative Vorzeichen, weil die entsprechende Strecke auf der Seite liegt, wo wir die negativen Ordinaten annehmen.

Fig. 14.



Daraus ergeben sich die Stützendrücke:

$A_v = -0{,}09248$ t $\quad A_h = -0{,}00896$ t
$B_v = 0{,}20323$ » $\quad B_h = 0{,}05915$ »
$C_v = -0{,}12902$ » $\quad C_h = -0{,}09142$ »
$D_v = 0{,}01827$ » $\quad D_h = 0{,}04123$ »

und die Verschiebungen:

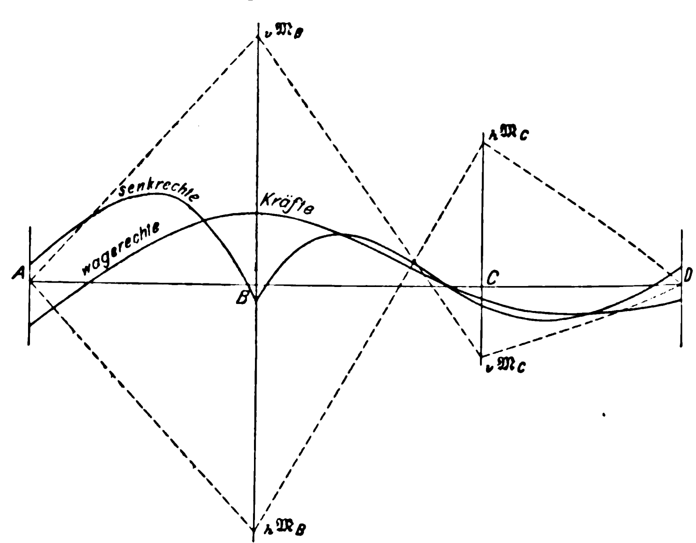
$\alpha_v = -22{,}2176 \quad \beta_v = 20{,}4133 \quad \gamma_v = 25{,}8262 \quad \delta_v = -24{,}0219$ cm
$\alpha_h = 58{,}9696 \quad \beta_h = -96{,}0481 \quad \gamma_h = 15{,}1874 \quad \delta_h = 21{,}8911$ »

Hiermit sind die wichtigsten Punkte der beiden Kurven gegeben; es ist aber nicht leicht, sich auch ein angenähertes Bild von deren Verlauf zu machen. Die betreffende Momentenfläche hilft über alle Schwierigkeiten hinweg; die maßgebenden Momente, nach den oben angegebenen Formeln berechnet, sind:

$100000\,{}_v\mathfrak{M}_B = -130{,}968$ tcm
$100000\,{}_v\mathfrak{M}_C = 38{,}448$ »
$100000\,{}_h\mathfrak{M}_B = -32{,}460$ »
$100000\,{}_h\mathfrak{M}_C = 19{,}044$ »

Außerdem weiß man, daß die senkrechte Biegungslinie unter B einen Knick aufweist, und zwar mit dem Tangentenwinkel $= 1$ in der Wirklichkeit, auf der Zeichnung gleich dem Maßstab der Längen dividiert durch den Maßstab der Momente. In Fig. 15 sind die Längen im Maßstab 1 : 400

Fig. 15. ${}_vM_B$-Linie.
Länge 1 : 400. 1 cm = 100 tcm.



aufgetragen, und 1 cm stellt 100 tcm dar. Der Winkel ist also $\frac{200}{50} = 4$ im Sinne der graphischen Statik. Nach der rechnerischen Ermittlung einer Tangente läßt sich der ganze Linienzug der Tangenten konstruieren, worin die Biegungslinie mit der gewünschten Genauigkeit eingezeichnet werden kann. Aus den Einflußlinien für die Stützenmomente werden am besten alle übrigen eingeleitet.

Es empfiehlt sich, die Elastizitätsgleichungen sehr genau zu lösen, weil alle daraus abgeleiteten Werte aus Differenzen bestimmt werden; kleine Fehler können demnach einen ziemlich großen Einfluß haben, der sich dank den scharfen Kontrollmitteln (Reziprozität der Verschiebungen, Beziehungen zwischen Momentenfläche und Tangentenzug usw.) unangenehm bemerkbar macht.

So ist die Aufgabe im wesentlichen gelöst; der geübte Statiker wird danach ohne Schwierigkeiten die Einflußlinien für die Durchbiegung des Trägers, den Einfluß unbeabsichtigter Senkungen der Stützen und ungleichmäßiger Erwärmung des Bauwerkes und dergl. mehr rechnerisch feststellen.

Untersuchung eines im Betrieb aufgerissenen Kupferrohres.[1]

Von **C. Bach.**

Durch Vermittlung des Vereines deutscher Ingenieure ist mir ein in der zweiten Hälfte des vorigen Jahres aufgeplatztes Kupferrohr von 250 mm Lichtweite, bestimmt zur Fortleitung von überhitztem Dampf, zur Untersuchung überwiesen worden. Der Unfall hat dadurch eine weitergehende Bedeutung erlangt, daß zwei Menschen getötet und drei verbrüht wurden.

Nach den erhaltenen Mitteilungen gehört das 6,25 m lange Rohr, Fig. 1, der Hauptdampfleitung für 4 Wasserrohrkessel von je 250 qm Heizfläche an. Jeder dieser Kessel hat seit rd. 8 Jahren einen Ueberhitzer von rd. 70 qm Heizfläche. Die Anlage arbeitet mit 12 at Ueberdruck. Der Dampf soll im Ueberhitzer durchschnittlich Temperaturen von 200 bis 210° C gezeigt haben. Das Rohr war rd. 10 Jahre im Betrieb. Kurz vor dem Aufreißen des Rohres hat der Kesselheizer nach seiner Angabe 11,4 at am Kesselmanometer abgelesen.

Fig. 1.

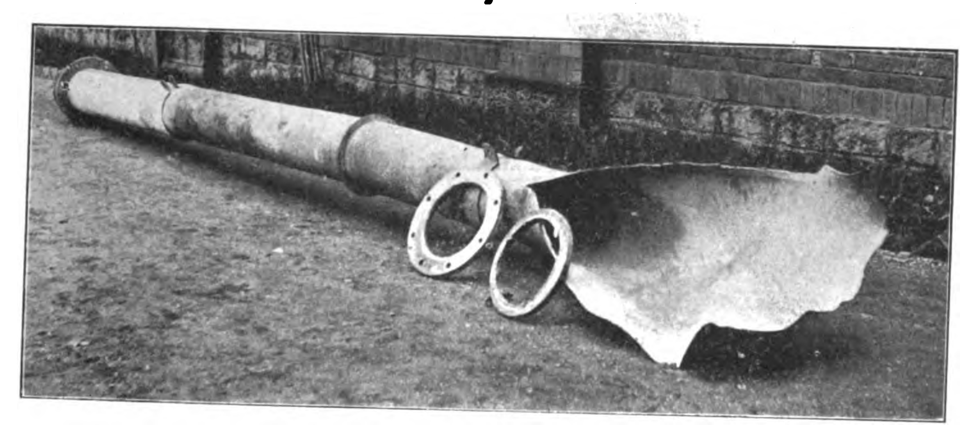


Fig. 2.

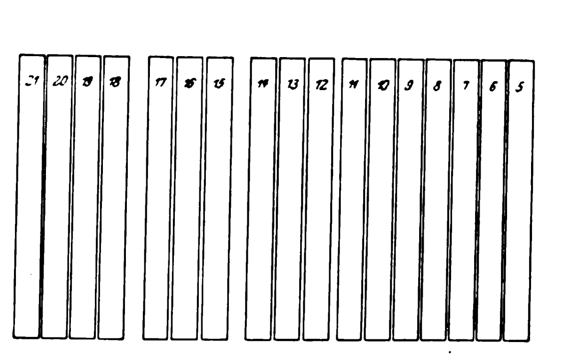


Fig. 2 zeigt den für die Untersuchung verwendeten Teil des aufgerissenen Rohrstückes. Durch Bohren und Fräsen wurden Streifen herausgearbeitet und aus diesen Probestäbe für die mechanische Prüfung hergestellt, sowie Stücke für die metallographische Untersuchung entnommen.

I. Mechanische Untersuchung.

Es wurden bestimmt: Zugfestigkeit, Bruchdehnung (auf 50 mm Meßlänge bei rd. 0,5 qcm Querschnitt) und Querschnittsverminderung je bei 20, 100, 200 und 300°C.

Die Ergebnisse der Versuche mit 4 Stäben sind in den Darstellungen Fig. 3 bis 5 enthalten. Sie gelten für lange Versuchsdauer. Wie ersichtlich, sinkt die Zugfestigkeit von 2059 bis auf 900 kg/qcm, die Bruchdehnung von 31,8 bis auf 7,6 vH und die Querschnittsverminderung von 39,2 auf 12,0 vH.

Fig. 3.

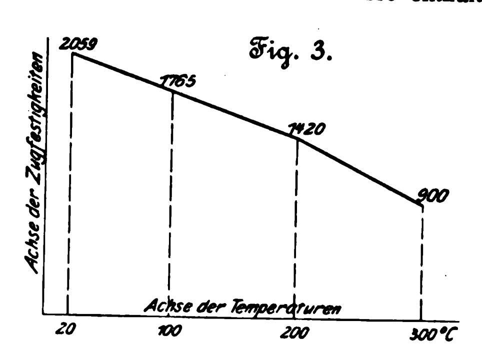


Fig. 4.

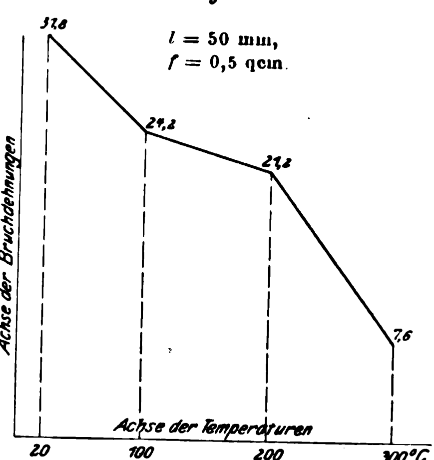
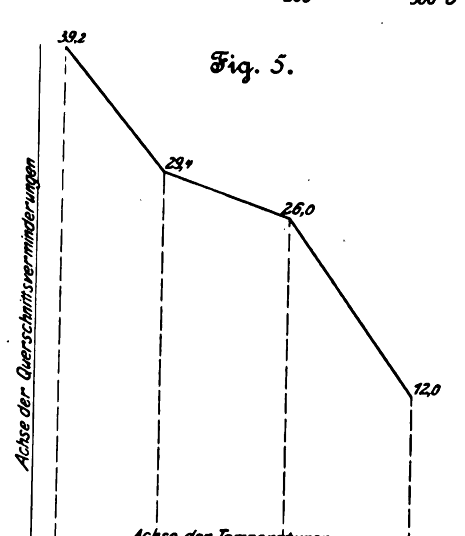


Fig. 5.



II. Metallographische Untersuchung, ausgeführt von R. Baumann.

Einen Teil des der Lötnaht folgenden Risses zeigt Fig. 6. Fig. 7 gibt einen Querschnitt bei *A-A*, Fig. 6, wieder; die Bruchstelle liegt links. Ob sie Teile alter Anrisse enthält, konnte infolge Verschmutzung nicht festgestellt werden. Anrisse unmittelbar neben dem Bruch sind auf Fig. 6 bei *A* zu bemerken.

Wie aus Fig. 7 ersichtlich ist, hat das Kupfer bei *a* und *d* grobes, bei *c* feines Korn. Deutlicher geht der Unterschied aus Fig. 8 und 9 hervor, die das Gefüge bei *a* und *c*, Fig. 7, rd. 40fach vergrößert wiedergeben.

Das grobe Korn bei *a* und *d* rührt von der hohen Erhitzung des Materials beim Löten her. Fern von der Naht ist das Gefüge feinkörnig. Anzeichen für eigentliche Ueberhitzung oder für Verbrennen sind nur stellenweise, in geringer Ausdehnung und in nächster Nähe der Lötschicht be-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.



obachtet worden. Als Beispiel diene Fig. 10 (Vergrößerung rd. 150 fach). An manchen Orten nahe der Lötnaht war ferner Kupferoxydul in reichlicher Menge vorhanden, wie aus Fig. 11 (Vergrößerung rd. 150 fach) hervorgeht.

III. Schlußbemerkung.

Fig. 12 zeigt die Lötnaht des Rohres mit Angabe der Bruchstelle (vergl. auch Fig. 7). Sie läßt erkennen, daß an den Rändern der Ueberlappung außer der Zugbeanspruchung, die der innere Ueberdruck von 12 at bei genauer Kreiszylinderform allein schon in der Höhe von

$$\frac{25 \cdot 12}{2 \cdot 0{,}5} = 300 \text{ kg/qcm}$$

hervorruft, auch noch bedeutende Biegungsbeanspruchungen auftreten müssen, ähnlich wie sie sich in Ueberlappungsnietungen bei Dampfkesseln einstellen. Die Höhe dieser Biegungsspannungen hängt von der Ausführung der Ueberlappung (Formgebung und Ausfüllung der Fuge durch Lot) ab[1]). Die vorliegende Ausführung muß als schlecht bezeichnet werden.

Erwägt man, daß die Zugbeanspruchung von 300 kg/qcm mehr als ein Viertel der Zugfestigkeit bei rd.

Fig. 6. Teil des der Lötnaht folgenden Risses.

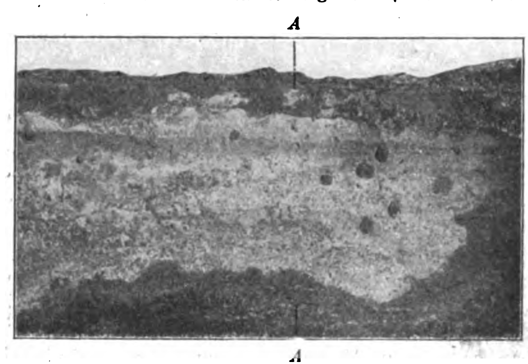
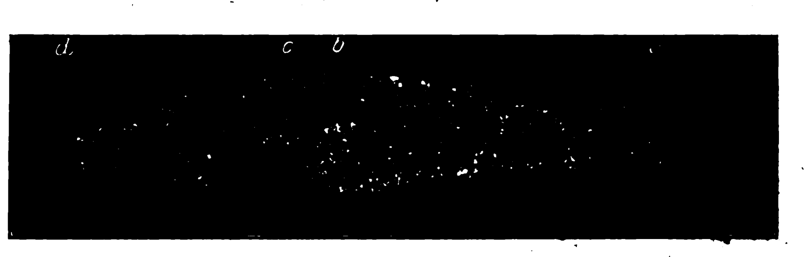


Fig. 7. Schnitt A-A aus Fig. 6. Vergrößerung 1,7 fach.



[1]) Wird bei einem in normaler Weise durch die Kraft P auf Zug beanspruchten geraden Stab von 5 mm Stärke durch irgend einen Umstand der Angriff der Kraft um 1 mm aus der Mitte verschoben, so ergibt sich ein biegendes Moment von der Größe $0{,}1\ P$ und bei 1 cm Stabbreite eine Biegungsanstrengung

$$\sigma_b = \frac{0{,}1\ P}{1/6 \cdot 1 \cdot 0{,}5^2} = 2{,}4\ P \text{ kg/qcm}.$$

Somit wird sich zu der Zugspannung $\frac{P}{1 \cdot 0{,}5} = 2\,P$ (für das untersuchte Rohr 300 kg/qcm) die zusätzliche Biegungsspannung $2{,}4\ P$ gesellen. Wenn auch die Verhältnisse in dem ringförmigen Rohrquerschnitt andre sind als in dem geraden Stab, so zeigt das Beispiel doch, in welch hohem Maße Biegungsspannungen Einfluß nehmen können.

Fig. 8. Gefüge bei a Fig. 7. Vergrößerung rd. 40 fach.

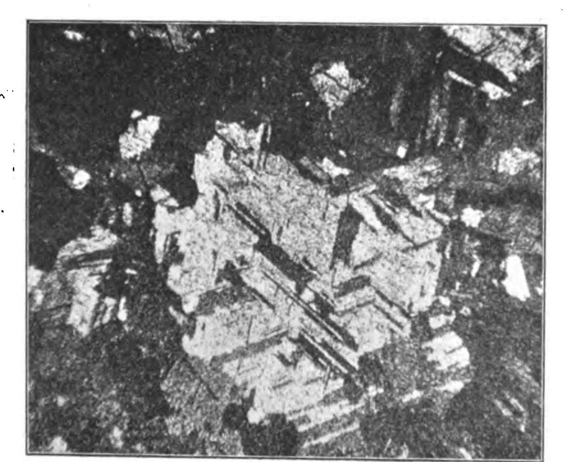


Fig. 9. Gefüge bei c Fig. 7. Vergrößerung rd. 40 fach.

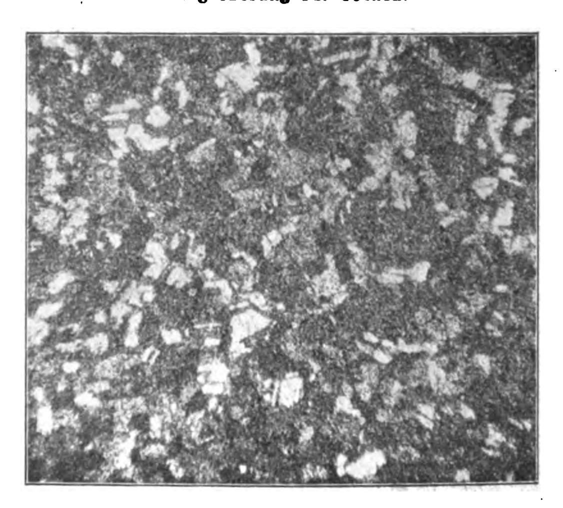
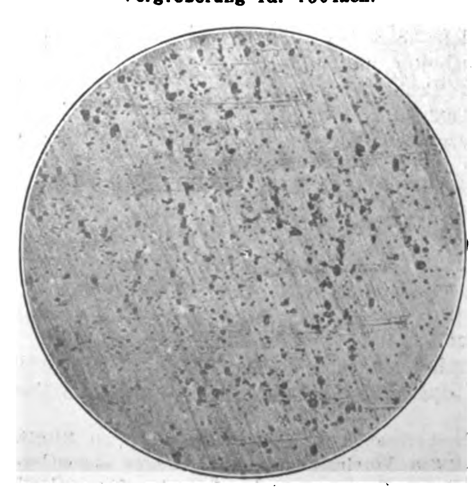


Fig. 10. Vergrößerung rd. 150 fach.

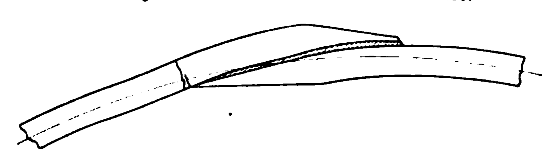


Fig. 11. Vergrößerung rd. 150 fach.



250° C und ein Drittel der Zugfestigkeit bei 300° C ausmacht, ferner daß man bei Erzeugung von überhitztem Dampf im allgemeinen mit der Möglichkeit mehr oder minder starker Ueberschreitung der beabsichtigten Ueberhitzung rechnen muß,

Fig. 12. Lötnaht und Bruchstelle.



und daß das Material bei Ausführung der Lötung eine Schädigung erfahren haben kann, so muß zugegeben werden, daß zusätzliche Biegungsanstrengungen im Laufe der Zeit den Bruch herbeiführen konnten. Dabei braucht noch nicht einmal angenommen zu werden, daß »Pulsieren« des Rohres, d. h. Erzitterung desselben, stattgefunden hat, wie sie infolge rasch wechselnder Dampfgeschwindigkeit in der Zuleitung von Kolbendampfmaschinen in starkem Maße auftretend häufig beobachtet werden kann.

Angesichts dieser Sachlage ist die Verwendung von Ueberlappungslötung, wie in Fig. 12 dargestellt, bei stark angestrengten Rohren überhaupt und bei wenig stark in Anspruch genommenen nach Möglichkeit zu vermeiden.[1])

Daß Kupfer zur Fortleitung überhitzten Dampfes von mehr als 250° C in der Regel nicht verwendet werden soll, darf heute schon als anerkannte Bestimmung betrachtet werden.

Stuttgart, den 28. Juni 1907.

[1]) Vorzugsweise um dieser Feststellung willen habe ich geglaubt, hier über den Unfall und über die Ergebnisse der Untersuchung berichten zu sollen.

Die Beurteilung der Turbokompressoren auf thermodynamischer Grundlage.

Von **W. Schüle**, Breslau.

Der Aufsatz des Hrn. J. Fürstenau über das Turbinengebläse von C. A. Parsons, Z. 1907 S. 1125, und der Zuschriftenwechsel auf S. 1283, durch den, wie mir scheint, der Gegenstand selbst nicht geklärt ist, veranlassen mich zu den nachfolgenden Ausführungen über die Beurteilung der Turbokompressoren auf thermodynamischer Grundlage.

Fig. 1.

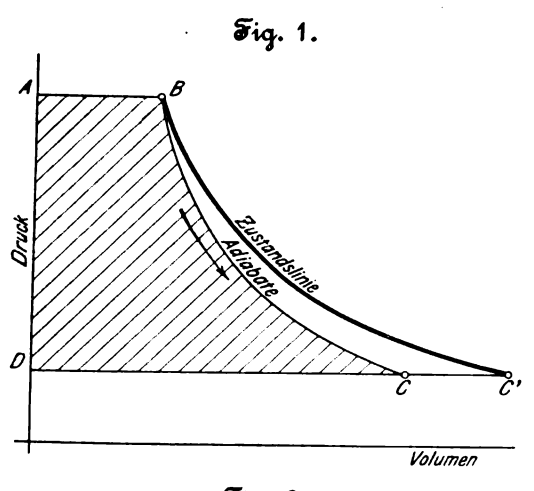
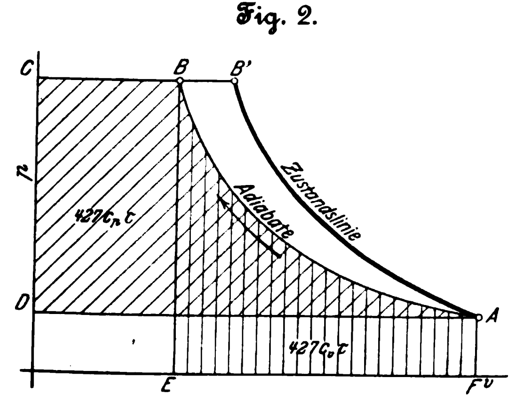


Fig. 2.



Wenn Dampf oder Gas infolge von adiabatischer, von Nebenwiderständen freier Ausdehnung Bewegungsenergie annimmt, so erhält man den Arbeitswert der letzteren aus der Fläche $ABCD$ des Druckvolumendiagrammes, Fig. 1. Wenn umgekehrt Bewegungsenergie in verlustfreier Weise und auf adiabatischem Weg in potentielle und Wärmeenergie verwandelt wird, so ist wiederum $ABCD$, Fig. 2, die dem Gas mitgeteilte Arbeit.

Wenn jedoch infolge von Strömungswiderständen bei der Ausdehnung, Fig. 1, die Druckvolumenkurve über die Adiabate gehoben wird (Dampfturbinen), so stellt $ABC'D$ nicht mehr die geleistete Arbeit dar, diese ist vielmehr kleiner als selbst die Fläche $ABCD$ (vergl. Stodola: Die Dampfturbinen). Ebenso wenig stellt bei der adiabatischen Verdichtung mit Strömungshindernissen (Turbokompressoren) die von der wirklichen Druckvolumenkurve gebildete Fläche $AB'CD$ die auf die Luft übertragene Arbeit dar. Weiter unten wird dies ausführlich belegt werden.

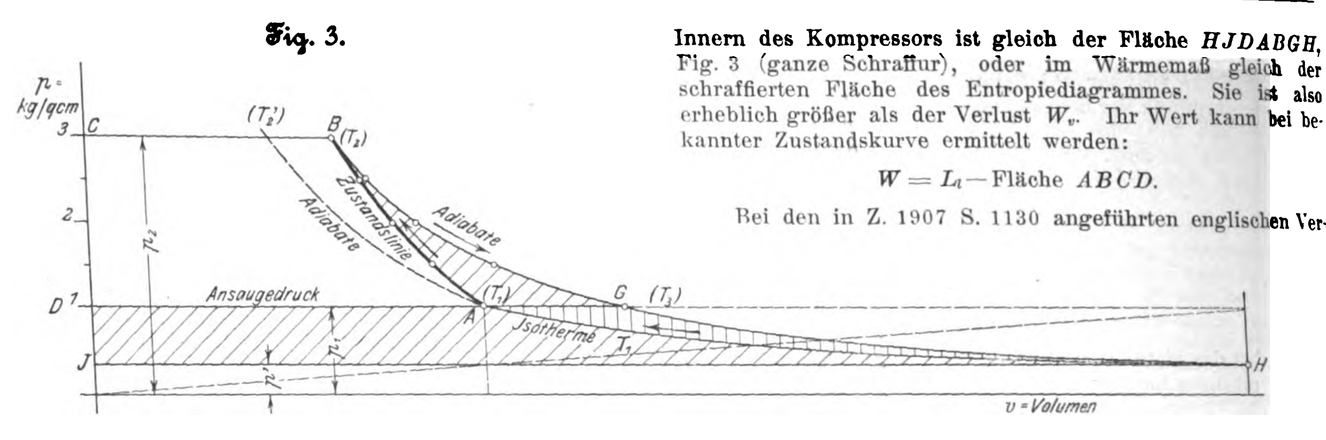
Der von Hrn. Fürstenau zur Bestimmung der Luftarbeit verwendete Ausdruck $427\, c_v\, \tau$ mit τ als Temperatursteigerung wird in Fig. 2 für den widerstandsfreien Vorgang durch die Fläche $ABEF$ dargestellt. Die der Luftarbeit entsprechende Fläche $ABCD$ ist jedoch, wie leicht zu zeigen, $\frac{c_p}{c_v} = k = 1{,}41$ mal so groß, also $= 427\, c_p\, \tau$. Aus diesem Grunde (nicht aus dem von Hrn. Siegl angegebenen) kommt $427\, c_v\, \tau$ weder für die Berechnung der reibungsfreien noch für die der wirklichen Luftarbeit in Betracht. Die von Hrn. Fürstenau errechneten Werte für zwei Parsons-Gebläse müssen daher unzutreffend sein.

Um für ein ausgeführtes Gebläse die Zustandskurve AB' bestimmen zu können, müßte man zu einer Anzahl von Pressungen die Temperatur messen. Dann ist auch das spezifische Volumen gemäß $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$ bestimmbar (vergl. Z. 1907 S. 36, Turbokompressor von Rateau). Bei den vorliegenden Versuchen sind nur der Anfangs- und der Endzustand durch Messung bestimmt, Punkt A und B'. Die Kurve AB' kann wegen der geringen Verdichtung mit hinreichender Genauigkeit eingezeichnet werden.

Wird nun AB' hiernach als bekannt vorausgesetzt, so ist die Luftarbeit weder für den ungekühlten noch für den gekühlten Kompressor (wie dies z. B. Barbezat, Schweizer Bauzeitung 1906 2. Teil S. 237, annimmt) mit der Fläche $AB'CD$ identisch. Die Luftarbeit ist vielmehr, zunächst für den ungekühlten Kompressor, in folgender Weise zu bestimmen, Fig. 3.

Man denke sich die vom Kompressor gelieferte Luft vom Druck p_2, Volumen CB und der Temperatur T_2 (absolut) in einem Kolbenmotor zur Arbeitsleistung verwendet. Sie wird sich in diesem adiabatisch bis auf den Außendruck p_1 ausdehnen können; dabei sinkt die Temperatur auf $T_3 > T_1$, und es wird, wenn die Luft mit dem Druck p_1 vom Motor ausgestoßen wird, die Nutzarbeit $CBGD$ geleistet. Diese ist größer als die Fläche $ABCD$. Da es nun nach dem Energiegesetz unmöglich ist, daß die Druckluft mehr Arbeit leistet, als zu ihrer Herstellung verwendet wurde, so ist die letztere, also die Luftarbeit im Kompressor, mindestens gleich $CBGD$, also mindestens um BGA größer als die Fläche der »Zustandskurve«. Theoretisch ist die Leistungsfähigkeit der Druckluft in G noch nicht erschöpft, da ihre Temperatur T_3 noch über der Außentemperatur T_1 liegt. Man könnte

Fig. 3.



Innern des Kompressors ist gleich der Fläche *HJDABGH*, Fig. 3 (ganze Schraffur), oder im Wärmemaß gleich der schraffierten Fläche des Entropiediagrammes. Sie ist also erheblich größer als der Verlust W_v. Ihr Wert kann bei bekannter Zustandskurve ermittelt werden:

$$W = L_l - \text{Fläche } ABCD.$$

Bei den in Z. 1907 S. 1130 angeführten englischen Versuchen wird hiernach die Luftarbeit $\frac{c_p}{c_v} = 1{,}41$ mal größer, als a. a. O. berechnet, nämlich $PS_L = 278$ (statt 197), während nur 270 PS elektrische Energie dem Antriebmotor zugeführt wurden! Desgleichen erhält man für die Versuche des Hrn. Fürstenau (Z. 1907 S. 1132) $681 \cdot 1{,}41 = 960$ PS (statt 717,5, nachdem noch ein bei der Berechnung des spezifischen Gewichtes untergelaufener Fehler beseitigt ist).

die adiabatische Expansion bis zur Temperatur T_1 (Punkt *H*) fortsetzen, wobei der Druck auf $p' < p_1$ fiele, und auf der Kompressions-Isotherme *HA* wieder zum Außendruck p_1 gelangen. Dabei gibt die Luft noch die Arbeit *AGH* nützlich ab. Die gesamte Luftarbeit im Kompressor muß demnach mindestens gleich *CBGHAD* sein.

Da jedoch die Zustandsänderung der Luft im Kompressor nicht umkehrbar ist (Reibung, Wirbelung, Stoß), so kann die fertige Kompressorluft tatsächlich nicht mehr die Arbeit abgeben, die sie bei ihrer Verdichtung aufgenommen hat. Die »Luftarbeit« ist daher auch noch größer als die Fläche *CBGHAD*.

Der Energieverlust, oder besser der Verlust an Arbeitsfähigkeit, der sich aus der nicht umkehrbaren Kompression ergibt, kann aus dem Entropiediagramm Fig. 4 hergeleitet werden. In Fig. 4[1]) entsprechen die Punkte $A_1 B_1 G_1 H_1$ den Punkten *ABGH* des Druckdiagrammes Fig. 3, die Kurve A_1B_1 der Kurve *AB*, B_1H_1 der (gedachten) adiabatischen Ausdehnung *BH* und H_1A_1 der isothermen Verdichtung *HA*. Die während der Verdichtung *AB* im Kompressor zugeführte Wärme, die gleich dem Wärmeäquivalent der Reibungsarbeit *W* ist, wird durch die (senkrecht schraffierte) Fläche $A_1' A_1 B_1 H_1'$ dargestellt. Von dieser Wärme ist nur der Teil $B_1 A_1 H_1 G_1 B_1$ wieder in mechanische Arbeit umsetzbar; ihm entspricht in Fig. 3 die Fläche *BAHGB*. Das (schräg schraffierte) Rechteck $A_1' A_1 H_1 H_1'$ stellt daher den bleibenden Verlust $A W_v$ an Arbeitsfähigkeit vor ($A = 1/427$).

Die Entropie wächst im Kompressor von S_1 auf S_2, und es ist

$$A W_v = (S_2 - S_1) T_1.$$

Mit $S = c_p \left(\ln T - \frac{k-1}{k} \ln p\right)$ als Entropie der Luft erhält man (am raschesten über den Weg $A_1 H_1$)

$$S_2 - S_1 = (c_p - c_v) \ln \frac{p_1}{p'}$$

und mit

$$c_p - c_v = AR$$

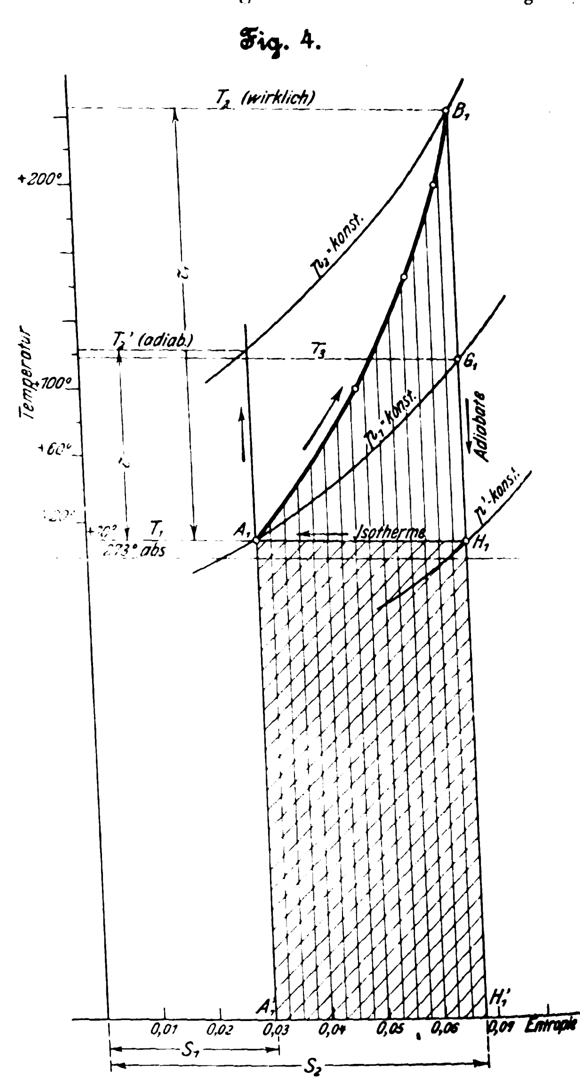
$$W_v = R T_1 \ln \frac{p_1}{p'}.$$

Der Ausdruck $R T_1 \ln \frac{p_1}{p'}$ entspricht im Druckdiagramm Fig. 3 der isothermischen Arbeitsfläche *AHJD*. Um den Wert W_v muß nun die oben abgeleitete Luftarbeit noch vermehrt werden. **Die ganze Luftarbeit für die Kompression wird also in Fig. 3 dargestellt durch die Fläche** $CBGHJ = L_l$. Da der Temperaturabfall von *A* bis *H* gleich τ_1 ist, so ist nach der im Eingang erwähnten Beziehung

$$L_l = 427\, c_p\, \tau_1.$$

Diese Formel tritt also beim ungekühlten Kompressor an die Stelle des von Hrn. Fürstenau verwendeten Ausdruckes $427\, c_v\, \tau_1$. Die gesamte **Widerstandsarbeit** *W* im

Fig. 4.



Dies würde aber zu dem entschieden zu kleinen Dampfverbrauch von rd. 4,8 kg für 1 PS_e führen.

Es ist hiernach sehr wahrscheinlich, daß die Temperatursteigerung τ_1 in beiden Fällen zu hoch gemessen wurde. Was die Temperaturmessung strömender Gase betrifft, so bemerkt Zeuner in »Technische Thermodynamik« 2. Aufl. S. 219, »daß die Einführung der Temperatur die Gleichung (Strömungsgleichung) sehr einfach gestaltet, doch verdient

[1]) Fig. 4 ist aus Fig. 3 maßstäblich richtig (für Luft) entwickelt. Die Entropiewerte sind aus $S_1 - S = 0{,}5469 \log \frac{T}{T_1} - 0{,}1578 \log \frac{p}{p_1}$ berechnet ($c_p = 0{,}2375$, $A = 1/427$, $R = 29{,}269$). Die Druckkurven in Fig. 3, wie auch in Fig. 1 und 2, sind im richtigen Verlauf eingezeichnet. Die »Zustandskurven« sind sinngemäß gewählt.

hervorgehoben zu werden, daß eine experimentelle Bestimmung der Temperatur strömender Gase, strömender Flüssigkeiten überhaupt, nicht möglich sei, wenigstens nicht mit Hülfe von Thermometern, weil Reibung und Stoß der Flüssigkeit an der Thermometerkugel Einfluß auf den Thermometerstand ausüben«. Es liegt also in der Tat die Annahme nahe, daß das Thermometer in beiden obigen Fällen etwas zu hoch angezeigt hat. Leider läßt sich demnach aus den gemessenen Werten etwas Bestimmtes über den mechanischen Wirkungsgrad und die Luftarbeit der Parsons-Gebläse nicht herleiten.

Der thermodynamische Wirkungsgrad des Kompressorprozesses ist

$$\eta_{th} = \frac{L_l - W_v}{L_l} = 1 - \frac{W_v}{L_l};$$

denn dieser Wert gibt an, wie viel von der auf die Luft übertragenen Energie wieder mechanisch umsetzbar ist. Für

$$W_v = R\,T_1 \ln \frac{p_1}{p'}$$

läßt sich nach Umformung auch schreiben:

$$W_v = \frac{c_p}{A}\,T_1 \ln \frac{T_2}{T_2'},$$

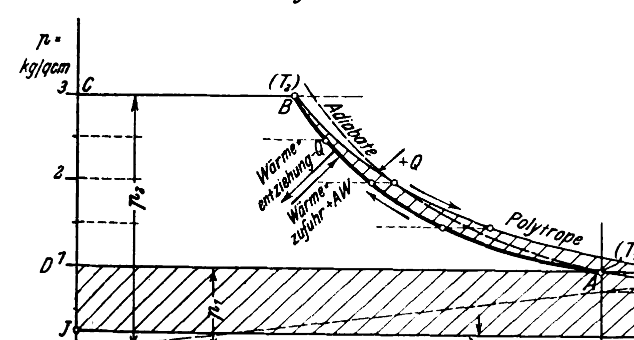
wo T_2' die der Drucksteigerung von p_2 auf p_1 entsprechende adiabatische Endtemperatur ist. Daher ist

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{T_2'},$$

oder mit $T_2 - T_1 = \tau_1$, $T_2' - T_1 = \tau$:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{\tau_1} \ln \frac{T_1 + \tau_1}{T_1 + \tau}.$$

Fig. 5.



Für den englischen Kompressor, Z. 1907 S. 1130, würde z. B. mit $T_1 = 273 + 13{,}9$, $\tau_1 = 93{,}1$, $\tau = 53{,}1$

$$\eta_{th} = 0{,}667$$

(wobei zu beachten, daß $93{,}1^0 = \tau_1$ wahrscheinlich zu hoch ist).

Mit $\tau_1 = 80^0$ würde sein

$$\eta_{th} = 0{,}726.$$

Die innere Widerstandsarbeit ist größer als

$$1 - 0{,}667 = 0{,}333 \text{ bezw. } 0{,}28$$

der Gesamtarbeit.

Wäre der Zweck des Kompressors, Druckluft zur Kraftübertragung zu erzeugen, so wäre η_{th} der höchste wärmetheoretisch mögliche Uebertragungsfaktor und als solcher auch ein Maß für die Güte des Kompressorprozesses an sich. Der tatsächliche Uebertragungsfaktor würde natürlich schon wegen der unvermeidlichen Abkühlung der Preßluft beim Transport erheblich kleiner.

Wird hingegen die Gebläseluft einem Hochofen zugeführt, so ist zwar zu beachten, daß die ganze der Luft mitgeteilte Energie sich als Wärme in der Luft wiederfindet. Aber diese Wärme, die von dem Antriebmotor durch Aufwendung mechanischer Arbeit geliefert wird, ist sehr teuer erkauft. Aehnliches gilt aber auch für den reibungsfreien adiabatischen Prozeß. Dazu kommt, daß bei beiden Prozessen die Anhäufung von Wärme in der Luft ziemlich nutzlos ist, da dieselbe bis zum Verwendungsort großenteils entweicht. Der adiabatische Prozeß ist daher als Vergleichmaßstab nicht geeignet, und daher ebensowenig der von Hrn. Fürstenau benutzte sogenannte thermische Wirkungsgrad $\frac{\tau}{\tau_1} = \frac{427\,c_p\tau}{427\,c_p\tau_1}$[1]. Als praktischer Vergleichmaßstab kann vielmehr auch für Turbokompressoren nur der verlustfreie isothermische Prozeß in Frage kommen, bei dem keine nutzlose und teure Erwärmung auftritt und daher die Betriebsarbeit auf ein Minimum beschränkt erscheint. Dieser Vergleich ist bereits von Barbezat für Rateau-Kompressoren durchgeführt worden (Schweizerische Bauzeitung 1906 2. Hälfte S. 239; Z. 1907 S. 33). Der ungekühlte Kompressor (Parsons) wird allerdings bei diesem Vergleich gegenüber dem gekühlten (Rateau) sehr benachteiligt erscheinen. Bei dem geringen Verdichtungsgrad der Hochofengebläse wird der Nachteil freilich nicht so groß erscheinen, wie er tatsächlich bei hohen Verdichtungsgraden ist.

Für Turbokompressoren mit Kühlung sind die vorstehenden Ableitungen wie folgt zu ändern.

Ist AB die Zustandsänderung während der Kompression, so ist wieder die Luftarbeit größer als Fläche $ABCD$, Fig. 5. Die Arbeitsleistung, deren die Preßluft mit Rücksicht auf die als umkehrbar anzusehende Wärmeentziehung durch das Kühlwasser fähig ist, wird nämlich durch die Fläche $CBGHAD$ dargestellt, wobei BGH als eine unter Zufuhr der Wärmemenge Q verlaufende Zustandsänderung zu denken ist. Die Polytrope, als welche man sich BGH denken kann, läuft über AB; denn die bei der Kompression zugeführte Reibungswärme AW darf während der Expansion nicht wieder abgeleitet werden. Die spezifische Wärme der Polytrope ist bestimmt aus

$$c = \frac{Q}{-\tau_1} = -\frac{Q}{\tau_1},$$

da auf dem Wege von B bis H, dem die Temperatursenkung $-\tau_1$ entspricht, Q WE zuzuführen sind.

Der bleibende Verlust an Arbeitfähigkeit wird wieder im Entropiediagramm, Fig. 6 bezw. 7[2], durch das Rechteck $A_1'A_1H_1H_1' = (S_2 - S_1)\,T_1$ dargestellt. Je nachdem die Endtemperatur T_2 noch größer oder kleiner ist als die adiabatische Endtemperatur T_2', nimmt das Entropiediagramm die Form Fig. 6 oder Fig. 7 an. Es stellt vor: die senkrecht schraffierte Fläche die Wärmemenge $AW - Q$, die wagerecht schraffierte Fläche Q, also die schraffierte Fläche $A_1'A_1B_1G_1H_1H_1'$ den Wert $AW - Q + Q = AW$, d. h. die Widerstandsarbeit bei der Kompression[3].

Nach bekannten Sätzen über die polytropische Zustandsänderung ist nun der Exponent m der Polytrope

---

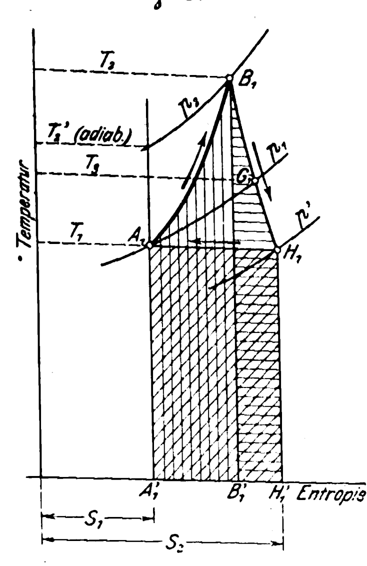
[1] $\frac{\tau}{\tau_1}$ ist das Verhältnis der adiabatischen reibungsfreien Luftarbeit zur wirklichen (adiabatischen) Luftarbeit und insofern ein Gütemaßstab für die Verwirklichung des beabsichtigten adiabatischen Prozesses durch den Kompressor. Es entspricht genau dem Güteverhältnis η_g bei Motoren, das das Verhältnis der mit dem Indikator ermittelten (also tatsächlich nach außen geleisteten) Arbeit zur verfügbaren, verlustfreien Arbeit darstellt. Beim Kompressor vertreten Thermometer und Manometer den Indikator. — Die Bezeichnung »Güteverhältnis« für $\frac{\tau}{\tau_1}$ wäre daher passender als »thermischer Wirkungsgrad«.

[2] Fig. 6 ist schematisch gezeichnet, dagegen entsprechen einander Fig. 5 und 7 maßstäblich richtig, wie oben Fig. 3 und 4.

[3] Die Beispiele Fig. 5 und 7 bezw. Fig. 3 und 4 sind so gewählt, daß bei beiden der Verdichtungsgrad $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ derselbe und außerdem die Widerstandsarbeit ungefähr gleich groß ist.

$$m = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{\frac{Q}{\tau_1} + c_p}{\frac{Q}{\tau_1} + c_v}, \text{ also } < k = \frac{c_p}{c_v}.$$

Fig. 6.



Der bleibende Arbeitsverlust W_v wird wieder, wie früher, im Druckdiagramm durch die Fläche $HADJ$ dargestellt, so daß die ganze Luftarbeit L_l der Fläche $CBGHJ$ entspricht. Diese ist

$$L_l = -427\, m\, (c - c_v)\, \tau_1,$$

daher mit den Werten von m und c

$$L_l = 427\, Q + 427\, c_p \tau_1.$$

Hiernach läßt sich beim gekühlten Kompressor die Luftarbeit bestimmen, sobald die für 1 kg Luft abgeleitete Wärmemenge Q und die Temperatursteigerung τ_1 der Luft bekannt sind. In der Schweizerischen Bauzeitung 1906 S. 236 ist von Barbezat für einen Turbokompressor nach Rateau die Luftarbeit auf diesem Wege berechnet worden, falls unter »les calories emportées par l'air« der Wert $c_p \tau_1$ zu verstehen ist.

Der »thermodynamische Wirkungsgrad« wird

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(S_2 - S_1)\, T_1}{L_l},$$

wofür sich schreiben läßt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{\tau_1} \ln \frac{T_1 + \tau_1}{T_1 + \tau_m},$$

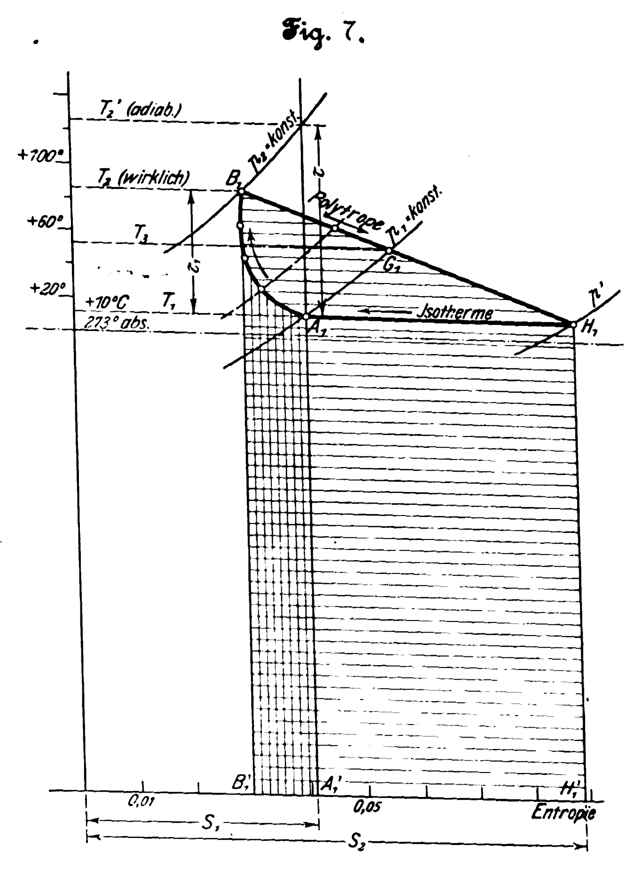
ganz wie oben für den ungekühlten Kompressor. Hier ist jedoch τ_m die der polytropischen Kompression mit dem Exponenten

$$m = \frac{Q + c_p \tau_1}{Q + c_v \tau_1}$$

entsprechende Erwärmung, also

$$\tau_m = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right].$$

Fig. 7.



τ_1 ist die wirkliche Erwärmung. — Für das Güteverhältnis erhält man in ähnlicher Weise wie beim ungekühlten Kompressor

$$\eta_g = \frac{Q + c_p \tau_m}{Q + c_p \tau_1},$$

ein Ausdruck, der mit $Q = 0$ in den oben erwähnten Wert $\frac{\tau}{\tau_1}$ übergeht.

Bemerkt sei noch, daß die einfachen Formeln für die Luftarbeit auch durch Rechnen mit dem sogenannten Wärmeinhalt bei konstantem Druck sehr schnell abgeleitet werden können. Jedoch bietet dieses Verfahren keinen Einblick in die tatsächlichen Verhältnisse.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Das 50jährige Bestehen des Oberschlesischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure.

Als fünfter in der Reihe der 46 Bezirksvereine konnte vor kurzem der Oberschlesische Bezirksverein deutscher Ingenieure sein 50jähriges Jubiläum festlich begehen: Am 15. Februar 1857 wurde er im Königl. Hüttengasthause der Eisengießerei bei Gleiwitz unter Annahme der von R. Peschke ausgearbeiteten Satzungen gegründet. Von den Gründern lebt nur noch Hr. Peschke, der, als Mitbegründer des Hauptvereines bei dessen 50jährigem Jubelfeste zum Ehrenmitglied ernannt[1]), als einziger den Zeitraum von 50 Jahren miterlebt hat und das Fest mitfeiern konnte.

Das Fest wurde am Sonnabend den 31. August in Kattowitz durch einen von der Stadt gegebenen Begrüßungsabend eingeleitet. Am folgenden Sonntag fand vormittags 11 Uhr eine Festsitzung in Gleiwitz statt, bei der die zahlreich erschienenen Ehrengäste: Vertreter der staatlichen und städtischen Behörden, des Hauptvereines, befreundeter Bezirksvereine und andrer Vereine, dem festgebenden Verein ihre Glückwünsche darbrachten. Der Vorsitzende, Hr. Paul Müller, schilderte in längerer Ansprache unter Hinweis auf das mächtige Emporblühen der Industrie in Oberschlesien die Entwicklung des Vereines. Den Festvortrag über die Entwicklung der Krafterzeugung und Kraftverteilung in Oberschlesien hielt Hr. C. Matschoß, Berlin. Unterstützt durch Lichtbilder und zahlreiche Zeichnungen, stellte er den Stand des Maschinenwesens von 1800 dem von 1900 gegenüber. An die Festsitzung schloß sich ein von der Stadt Gleiwitz gegebenes Frühstück. Es folgte sodann die Enthüllung der vom Oberschlesischen Bezirksverein gestifteten Gedenktafel des für den gesamten deutschen Maschinenbau so überaus verdienten alten Kunstmeisters Holtzhausen[1]). Die Gedenktafel (s. die Figur), entworfen und ausgeführt von Siegfried Schellbach in Zernsdorf, Kr. Teltow, ist an der neuerbauten Kgl. Maschinenbau- und Hüttenschule angebracht. Nach einer kurzen Ansprache übergab der zweite Vorsitzende Hr. C. Callenberg das Denkmal dem Oberbürgermeister der Stadt Gleiwitz, der mit einigen Worten die Tafel als bleibende Erinnerung an Holtzhausen in den Schutz der Stadt nahm. Hr. Fabrikbesitzer Schottelius, ein Neffe Holtzhausens, sprach namens der Angehörigen Holtzhausens den Dank für diese Ehrung aus. Nachdem noch Hr. Regierungs- und Schulrat Professor Kleinstüber den Schülern der Maschinenbauschule den Kunstmeister als Vorbild, wie mit den einfachsten Mitteln Großes zu schaffen ist, hingestellt hatte, schloß die Feier mit einer Besichtigung der Maschinenbauschule, in der Schülerzeichnungen ausgestellt waren. Um 6 Uhr fand ein Festmahl statt.

[1]) s. Z. 1906 S. 1008

[1]) s. Z. 1905 S. 901.

Der Montag war Besichtigungen gewidmet. In mehreren Gruppen wurden die bedeutendsten industriellen Anlagen des oberschlesischen Industriebezirkes besucht. Ueberall fanden die Teilnehmer eine herzliche, die Verdienste des Vereines anerkennende Aufnahme. Die Feier schloß in Beuthen mit einem von der Stadt gegebenen Gartenfest.

Als bleibende Erinnerung hat der Oberschlesische Bezirksverein allen Festteilnehmern eine umfangreiche, vornehm ausgestattete Gedenkschrift »50 Jahre Ingenieurarbeit in Oberschlesien« betitelt, gewidmet, aus der in Wort und Bild zu ersehen ist, was in einem halben Jahrhundert deutsche Ingenieure aus der Südostecke des Reiches gemacht haben.

Das ganze vom Wetter ausnehmend begünstigte Fest, das vom Bezirksverein in mühevoller Arbeit aufs beste vorbereitet war, verlief so, daß es allen Teilnehmern in angenehmer Erinnerung bleiben wird.

Entwicklung der Krafterzeugung und Kraftverteilung in Oberschlesien.

Von C. Matschoß.

»M. H., Jubiläen regen zum Rückschauen an. Sie gleichen kurzen Ruhepausen im rastlos vorwärts dringenden Entwicklungsgang. Man macht Halt, blickt zurück, von wo man ausgegangen ist, und sucht vielleicht auch etwas neugierig in die Zukunft zu schauen, wohin denn der Weg noch führen soll. Erst wenn man in dieser Weise das Einst mit dem Jetzt vergleicht, erhält man einen Maßstab für die Größe und Geschwindigkeit des Fortschrittes. Die heutige Jubelfeier des Oberschlesischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure legt es nahe, die Großtaten der Technik, die hier aus einem armen vergessenen Erdenwinkel ein überall bewundertes reiches Industrieland geschaffen hat, näher zu betrachten.



Es ist unmöglich, in der kurzen Zeit eines Vortrages die gesamte Entwicklung auf allen Gebieten zu behandeln; es sei mir deshalb gestattet, aus der Fülle der Ingenieurarbeiten eine große Gruppe herauszugreifen, die insofern allerdings auch die bedeutendste genannt zu werden verdient, weil durch sie erst all die andern Tätigkeitsgebiete zu ihrer heutigen Bedeutung kommen konnten. Es handelt sich um die Entwicklung der Krafterzeugung in Oberschlesien.

Wer die Geschichte der Technik zu überblicken versucht, dem drängt sich immer von neuem wieder die epochemachende Bedeutung der Kraftmaschine auf. Ohne die Kraftmaschine sind sämtliche Arbeitsmaschinen höchst sinnreich erdachte Einrichtungen ohne jeden praktischen Zweck, und solange man sich mit der Muskelkraft von Mensch und Tier als Kraftquelle zufrieden geben mußte, war auch die Wirksamkeit der vorhandenen Arbeitsmaschinen noch äußerst beschränkt. Die Nutzbarmachung der Wind- und Wasserkraft brachte schon wesentliche Veränderungen hervor, die sich besonders, soweit es die Wasserkraft angeht, in der Geschichte der Technik schon merklich abhoben. Aber bei der Windkraft war man von der Zeit, bei der Wasserkraft vom Ort abhängig, da man es noch nicht verstand, in zweckentsprechender Form Kräfte weiter fort zu leiten.

Der Bergbau, diese erste und gewaltigste Großindustrie, die schon frühzeitig auf mechanische Kräfte angewiesen war, mußte auch zuerst unter dem Mangel an Kraft leiden. In dem Kampf mit den unterirdischen Wassern ist gar mancher reiche Bergbau unterlegen, weil die alte Technik mit ihren Hülfsmitteln nicht ausreichte, der Wasser Herr zu werden. Gerade Oberschlesien weiß hiervon auch ein Lied zu singen. Schon 1584 wird in einem Bittschreiben der Stadt Beuthen an ihren Landesherrn ausgeführt, daß all die großen Anlagen des Berg- und Hüttenwesens, die die Vorfahren besessen hätten, untergegangen seien, weil die Wassersnot zu groß gewesen sei. So oft sie auch wieder den Bergbau begonnen hätten, »so hatte doch die Gewalt des Wassers, sobald sie das angetroffen, jedesmal davon zu lassen abgetrieben«. Man hielt es für unmöglich, auf diesem Wege noch einmal den Bergbau in Gang zu bekommen.

Nicht viel anders lagen die Verhältnisse, als der große Preußenkönig Friedrich II. Schlesien seiner Krone erworben hatte und nun daran dachte, den Bergbau wieder in Gang zu bringen. Zwar gelang es seinem Minister von Heinitz und dem Grafen von Reden, der als der eigentliche Begründer der oberschlesischen Industrie mit Recht genannt wird, den Bergbau in der Gegend von Tarnowitz wieder aufzunehmen, und auch einige Hütten, so in Malapane und in Kreutzburg, wurden begründet. Aber bald stellte sich auch hier der Mangel an Kraft als ein großes Uebel dar. Wohl suchte man sich der unterirdischen Wasser mit allen bisher bekannten Hülfsmitteln zu erwehren, aber schließlich reichte menschliche und tierische Muskelkraft nicht mehr aus, und ausreichende Wasserkräfte waren nur selten da, wo man sie brauchte, vorhanden.

In dieser Not des Bergbaues, die überall, hier früher dort später, empfunden wurde, entstand vor 200 Jahren zuerst in England die Dampfmaschine, die dazu berufen sein sollte, in ihrer verschiedensten Anwendung auf die Gewerbe und vor allem auf den Verkehr unser ganzes Leben von Grund aus umzugestalten. Es läßt sich kaum ein Gebiet menschlicher Tätigkeit denken, auf das diese Maschine in irgend einer Form nicht eingewirkt hätte.

Das erste Jahrhundert Dampfmaschinengeschichte spielt sich in England ab; nicht vor Ende des 18. Jahrhunderts sind die ersten bemerkenswerten Dampfkraftanlagen auf dem Kontinent zu verzeichnen. Die erste deutsche Dampfmaschine, die dauernd praktische Tätigkeit ausgeübt hat, ist 1785 im Mansfeldschen Bergbaurevier in Betrieb gesetzt worden. Der Verein deutscher Ingenieure hat die allgemeine Bedeutung dieses Ereignisses durch ein einfaches Denkmal gewürdigt, das er bei der 100jährigen Wiederkehr des Tages, an welchem die Feuermaschine zuerst ihre hölzernen und eisernen Glieder in Bewegung gesetzt hatte, am Ort ihrer Aufstellung bei Hettstedt errichtet hat[1]). Auch diese Maschine war nur durch die Not des Bergbaues entstanden. Friedrich der Große hatte schon vorher, als er die ersten Berichte von der Feuermaschine in England erhalten hatte, seine Minister darauf hingewiesen, wie sehr gerade die Feuermaschine dazu berufen wäre, dem Bergbau überall da zu helfen, wo es galt, die unterirdischen Wasser herauszubringen. Graf v. Reden, ebenfalls von der großen Bedeutung der Maschine überzeugt, setzte alles daran, die Einführung der Dampfmaschine in Deutschland zu fördern. Die Hettstedter Maschine, die Bückling, ein Bergbaubeflissener, erbaut hatte, nachdem er im Auftrage der preußischen Regierung sich sämtliche Unterlagen hierzu heimlich aus England verschafft hatte, wurde in mehr als einer Beziehung bedeutend für die deutsche Industrie. Denn hier erwarb sich August Friedrich Wilhelm Holtzhausen seine ersten Kenntnisse des Dampfmaschinenbaues, die er dann sehr bald in Oberschlesien in so umfassender Weise verwerten sollte. Holtzhausen, am 4. März 1768 in Ellrich, einem kleinen Städtchen des Südharzes, geboren, suchte sich zuerst 1790 in Andreasberg im Berg- und Maschinenfach weiter auszubilden. Er wurde dem Grafen von Reden, der einen Maschineninspektor für Tarnowitz suchte, als ein guter mechanischer Kopf warm empfohlen. Zuerst wurde er Bückling als Maschinenwärter für die Hettstedter Maschine beigegeben, wo er sich zum »Engineer« ausbilden sollte. Er benutzte diese Lehrzeit sehr eifrig, indem er sich in den Freistunden genaue Zeichnungen der gesamten Maschine anfertigte. Schon nach einem Jahr, Ende März 1792, mußte er nach Oberschlesien abreisen und dort als Feuermaschinenmeister die drei bis dahin vorhandenen Dampfkünste übernehmen.

Die erste oberschlesische Dampfmaschine, die zweite Preußens, hatte man noch in England bestellt, da man sich 1784 bei einem neu aufgeschlossenen Schacht bei Tarnowitz der unerwarteten starken Wasserzuflüsse mit den Roßkünsten nicht mehr erwehren konnte; mit 100 Pferden bei einem

[1]) s. Z. 1890 S. 1282.

Kostenaufwand von jährlich 12 bis 15 000 Talern kam man nicht mehr aus. Man beauftragte also Samuel Homfray in Südwales mit der Anfertigung einer atmosphärischen Maschine. Einen Maschinenwärter, den man zugleich mit der Maschine haben wollte, bekam man aber nicht, da die englischen Gesetze die Auswanderung zu diesem Zweck damals schwer bestraften.

Man hatte in Oberschlesien auch vergleichende Berechnungen aufgestellt, aus denen sich ergab, daß man jährlich gegenüber den Roßkünsten mit der Feuermaschine 10300 Taler sparen konnte. Deshalb hatte man es mit der Inbetriebsetzung sehr eilig, und der spätere Staatsminister Freiherr von Stein mußte selbst bei Homfray vorsprechen und auf schnellste Lieferung der Maschine dringen. Im Mai 1787 konnte die Maschine verladen werden; Ende Juni kam sie in Swinemünde an. Von Stettin wurde sie in drei Oderkähnen bis Breslau befördert, dann mußte umgeladen werden, und weiter ging es bis Oppeln und auf grundlosen Wegen bis Tarnowitz, wo die Maschine Ende August 1787 eintraf. Am 4. April 1788 konnte sie in regelmäßigen Betrieb genommen werden. Die beiden nächsten, in den Jahren 1790 und 1791 auf der Friedrichsgrube errichteten Dampfkünste wurden schon teilweise in Oberschlesien erbaut; nur die Dampfzylinder, und was unmittelbar damit zusammenhängt, ließ man sich aus England kommen. Bei der dritten Maschine dachte man schon daran, eine Wattsche Maschine statt einer atmosphärischen aufzustellen; die Bergbehörde wollte aber zunächst noch nichts davon wissen: »die Kohlenpreise seien zu gering, um sich denen mit allen Neuerungen verbundenen Hindernissen und denen in den Komplikationen liegenden Schwierigkeiten aussetzen zu dürfen«. Auch bei dieser Maschine waren die mannichfachsten Schwierigkeiten zu überwinden; Reden mußte sich persönlich um alles kümmern. Die Tarnowitzer Bergbehörde konnte sich mit dem Erbauer der Maschine, dem kunstverständigen Friedrich, nicht vertragen. So beschwerte sie sich über seine Willkürlichkeit und Eigenmächtigkeit; er halte sich für unentbehrlich und glaube daher, er könne machen, was er wolle. Reden mahnte, auszuhalten: »Es kommt hier nicht darauf an, wer die Sache macht, sondern daß sie bald und gut gemacht werde.« Schließlich aber wurde Friedrich nach Malapane geschickt, und Holtzhausen hatte ihn beim Bau der Maschine zu ersetzen. Damit begann Holtzhausen, unter den schwierigsten Verhältnissen mit den einfachsten und rohesten Werkzeugen und gänzlich ungeschulten Leuten Dampfmaschinen auch selbst zu erbauen. Von 1795 bis 1825 stellte er mehr als 50 Dampfmaschinen von zusammen etwa 770 PS fertig. Atmosphärische und Wattsche einfachwirkende Maschinen für Wasserhaltungszwecke und zuletzt auch Wattsche doppeltwirkende Maschinen für verschiedene Betriebe wurden von ihm errichtet. Die Maschinenteile wurden zuerst auf der Hütte zu Malapane, später zu Gleiwitz gefertigt.

[Der Vortragende geht an der Hand von Lichtbildern näher auf die auch technisch überaus interessanten Konstruktionen Holtzhausens ein, über die bereits in Z. 1905 S. 901 ausführlich berichtet worden ist. Das Kgl. Oberbergamt in Breslau, im glücklichen Besitz einer großen Zahl älterer Originalzeichnungen, hatte es in entgegenkommendster Weise ermöglicht, an dem Orte, wo Holtzhausen gearbeitet hat, seinen Berufsnachfolgern eine Sammlung seiner bemerkenswertesten Entwürfe vor Augen zu führen.]

Was Holtzhausen als Ingenieur geleistet hat, sagen Ihnen die Zeichnungen; was seine Maschinen wirtschaftlich zu bedeuten hatten, das steht in der Geschichte des oberschlesischen Bergbaues verzeichnet. Ohne leistungsfähige Wasserhaltungsmaschinen hätte auch damals wieder der Bergmann den unterirdischen Wassern das Feld überlassen müssen. Der bescheidene Kunstmeister, der am 1. Dezember 1827 sein tatenreiches Leben hier in Gleiwitz beschlossen hat, ruht auf dem alten Hüttenfriedhof unmittelbar neben der Stätte seiner jahrzehntelangen Wirksamkeit. Der Oberschlesische Bezirksverein deutscher Ingenieure aber will uns heute durch Enthüllung der von ihm gestifteten Gedenktafel Holtzhausens große Verdienste ins Gedächtnis zurückrufen. Von der Kgl. Maschinenbau- und Hüttenschule wird sein Bild auf uns herabschauen und uns auch durch den Ort, wo es angebracht ist, darauf hinweisen, wie Holtzhausen durch seine Taten als Lehrer des deutschen Maschinenbaues segensreich gewirkt hat. Denn hier aus Oberschlesien, von ihm erbaut, gelangte die erste Dampfmaschine nach Westfalen und gab dort unmittelbar die Veranlassung, daß ein andrer Kunstmeister, Dinnendahl[1]), den Dampfmaschinenbau aufnahm. Ein Schüler Holtzhausens hat dann auch 1819 den Dampfmaschinenbau in der Gutehoffnungshütte eingeführt. Bei den ersten Anfängen des Berliner Dampfmaschinenbaues war ebenfalls Holtzhausen beteiligt, und im Königreich Sachsen pflegte der große Kunstmeister Brendel, als er zuerst anfing, sich mit Dampfmaschinen zu beschäftigen, die Begutachtung Holtzhausens besonders hoch einzuschätzen. So wurde Oberschlesien in mehr als einer Beziehung die Wiege des ganzen deutschen Maschinenbaues.

Diesem glänzenden Anfang entsprach leider nicht die spätere Entwicklung. Die Regierung blieb nicht bei den Grundsätzen, die Friedrich der Große zur Unterstützung der Industrie aufgestellt hatte. Man wollte von einer Unterstützung der Fabriken nichts mehr wissen. Der wahre Vorteil des Landes beruhe nur in einem auf die Landwirtschaft gestützten Handel, und man dürfe diesen wahren Vorteil des Landes nicht den Fabriken opfern: das war die neue Weisheit, der die meisten Staatsbeamten huldigten. Diese Wirtschaftspolitik im Verein mit den Folgen der vielen Kriege hat es zuwege gebracht, daß sich die Dampfmaschine, die zuerst so tatkräftig gefördert wurde, nur sehr langsam weiter verbreitete. Die Werkstätten und Maschinenfabriken in Malapane und Gleiwitz, die sich im Anfang des Jahrhunderts erfolgreich mit den englischen Fabriken messen konnten, verloren ihre Bedeutung. Berlin, das seine erste Dampfmaschine auch aus Schlesien erhalten hatte, entwickelte sich zu einem Mittelpunkt des deutschen Maschinenbaues und lernte Oberschlesien als Absatzgebiet besonders auch für seine Maschinen, die von Egells, Borsig oder Hoppe erbaut waren, schätzen.

Der zweite große Abschnitt in der oberschlesischen Industriegeschichte wird wieder durch Anwendung der Dampfkraft eingeleitet. Jetzt war es die Dampflokomotive, die in Verbindung mit der Eisenbahn Oberschlesien in das große europäische Verkehrsnetz mit einzuweben begann. Die Strecke von Oppeln bis Königshütte wurde am 31. Oktober 1845 in Betrieb gesetzt. Vor 50 Jahren wurden auf den oberschlesischen Bahnen 953 000 t Güter befördert, 1885 dagegen allein an Steinkohlen, Koks und Briketts über 8 Mill. t, 1906 über 21 Mill. t. In den letzten 21 Jahren ist eine Steigerung von über 160 vH, in den letzten 10 Jahren eine solche von 60 vH eingetreten. Kommt hierbei in erster Linie auch die riesige Entwicklung der oberschlesischen Bergwerksindustrie, auf die sich diese Zahlen beziehen, in den letzten zwei Jahrzehnten zum Ausdruck, so kennzeichnen sie doch auch mehr, als viele Worte es vermögen, die ungeheure Bedeutung der Lokomotiveisenbahnen für Oberschlesien.

Auf die gesamte Entwicklung der Dampfmaschine in allen ihren Anwendungsgebieten hier näher einzugehen, verbietet mir die Zeit. Ich möchte daher zwei der wichtigsten Maschinengruppen herausgreifen, die zugleich auch den Vergleich mit den von Holtzhausen erbauten Maschinen ermöglichen. Es handelt sich um die Entwicklung der Wasserhaltungs- und der Fördermaschinen. Die Wasserhaltungsmaschinen blieben zunächst noch in Wirkungsweise und Anordnung die gleichen wie früher; es waren einfachwirkende Hubmaschinen mit Balanzier. Die Fortschritte des allgemeinen Maschinenbaues kamen ihnen naturgemäß zugute. Die hölzernen Teile, zuletzt der hölzerne Balanzier, wurden durch eiserne Konstruktionen ersetzt. Die Steuerungen hatte man hier und da wohl etwas vereinfacht, im ganzen blieben auch sie die gleichen. Die Maschinen hatten riesige Abmessungen, denn der Dampfdruck war sehr niedrig und die Hubzahl sehr gering. In den 60er Jahren kamen dann sogenannte direktwirkende Maschinen in Aufnahme, bei denen der Zylinder unmittelbar über dem Schacht stand und die nach unten austretende Kolbenstange am Gestänge angriff. Ein Hülfsbalanzier mit Gewichtbelastung hatte das oft sehr beträchtliche Gestängegewicht auszugleichen. Bei größeren Leistungen baute man die Maschinen auch als Woolfsche. Als dritte Bauart führte sich dann die Balanziermaschine mit Drehbewegung ein. Gewöhnlich wurden auch hier die Zylinder unmittelbar über dem Schacht aufgestellt und der Balanzier unter die Zylinder gelegt. Das waren die teuersten jemals gebauten Wasserhaltungsmaschinen. Sie waren aber zwangläufig und erhöhten dadurch die Betriebsicherheit. Auf der Ferdinandgrube ist heute noch eine dieser großen Woolfschen Maschinen, von Hoppe in Berlin erbaut, im Betrieb. Sehr vielfach sind auch bei den oberirdischen Wasserhaltungsmaschinen Rittinger-Pumpensätze verwendet worden. Im ganzen sind heute noch etwa 6 oberirdische Dampfwasserhaltungen, von denen die älteste 1859, die neueste 1891 erbaut ist, im Betrieb. Die oberirdischen Maschinen wurden schließlich durch unterirdische verdrängt. Der Bergmann wollte aber anfangs vom Dampf in der Grube nichts wissen, und die ersten Erfahrungen schienen ihm in jeder Richtung recht zu geben. Man hatte bei den ersten unterirdischen Maschinen nur auf billigen Preis gesehen und Maschinen, die man übertage nie verwendet hätte, für untertage noch als ausreichend erachtet.

[1]) s. Z. 1903 S. 585.

Zuerst benutzte man verschiedene englische Hubpumpen, die, mangelhaft ausgeführt, jede Zuverlässigkeit, auf die der Bergmann gerade bei Wasserhaltungsmaschinen den größten Wert legen mußte, vermissen ließen. Schließlich aber siegte doch die unterirdische Wasserhaltungsmaschine über die außerordentlich teure oberirdische Maschine, zumal diese bei den verlangten Leistungen schon an der Grenze der Ausführbarkeit angekommen war. Heute werden in Oberschlesien zumeist Zwillings-Tandemmaschinen mit zwei Hoch- und zwei Niederdruckzylindern und Kondensation ausgeführt. Sie sind verhältnismäßig billig und sparsam im Brennstoffverbrauch.

Auch die Entwicklung der Dampffördermaschine weist höchst bedeutsame Fortschritte auf. Die normale Ausführung der Dampffördermaschine ist die der liegenden Zwillingsmaschine. Während die Leistung der Maschine früher kaum 100 PS erreichte, sind heute Maschinen von 2000 PS im Betriebe. Die früher allgemein verwendete Kulissensteuerung ist der Nockensteuerung gewichen. Ventilsteuerung ist allgemein üblich; nur wenige alte Maschinen arbeiten noch mit Schiebersteuerung. Die älteste heute noch im Betrieb befindliche Fördermaschine wurde 1864 von Egells erbaut. Von 63 Fördermaschinen, über die mir ausführlichere Angaben zur Verfügung stehen, stammen 39 aus der Zeit nach 1890. Auch dies zeigt, wie die oberschlesische Industrie gerade in den letzten Jahren auf die Erneuerung ihrer Maschinenanlagen bedacht gewesen ist. Die Verbundwirkung hat hier noch nicht wie sonst überall, die Zwillingsmaschine zu ersetzen vermocht. Für größte Leistungen sind aber auch in Oberschlesien schon einige Zwillingstandemmaschinen in Gebrauch.

Je mehr wir uns in der Betrachtung der Industrieentwicklung Oberschlesiens der neuesten Zeit nähern, um so rascher geht die Entwicklung vorwärts.

Diese neueste Entwicklung, und damit der dritte Abschnitt in der oberschlesischen Industriegeschichte, vom Standpunkt der Kraftmaschine aus betrachtet, beginnt aber mit der Einführung des elektrischen Stromes. Wer hätte wohl vor noch nicht 30 Jahren, als am 1. August 1878 die erste Bogenlampe Ostdeutschlands auf einem Schlackenbahnhof in Königshütte brannte, daran denken können, daß derselbe Strom, der dieses Wunderlicht erzeugte, am Anfang des 20. Jahrhunderts in so einschneidender Weise den gesamten Kraftbetrieb würde umgestaltet haben? Wer hätte vorher sagen können, daß heute rd. 2000 Elektromotoren mit rd. 73000 PS allein in der oberschlesischen Bergwerksindustrie tätig sein würden? Ueberall erheben sich heute aufs neueste eingerichtete elektrische Zentralen, die die einzelnen Betriebe mit Licht und Kraft versorgen. Die Zentralisierung, die in geschäftlicher und verwaltungstechnischer Beziehung so große Erfolge erzielt hat, hat auch die technischen Betriebe erfaßt; denn seitdem der elektrische Strom in so unübertroffener Weise ermöglicht, Energie auf beliebige Entfernungen zu verteilen, macht die Zentralisierung der Krafterzeugung die größten Fortschritte. Das beste Beispiel, welche Erfolge sich hier erzielen lassen, gewähren die Oberschlesischen Elektrizitätswerke, die 1895 gegründet, heute den ganzen Industriebezirk mit elektrischem Strom versorgen und, was räumliche Ausdehnung und Gesamtleistung ihrer Maschinen anbetrifft, an der Spitze aller Ueberlandzentralen Deutschlands stehen. Der Uebersichtsplan des Leitungsnetzes zeigt, wie weit die elektrische Kanalisierung des Landes, wie man diesen Vorgang treffend bezeichnet hat, schon vorgeschritten ist.

Kehren wir zur Wasserhaltungs- und Fördermaschine zurück, so sehen wir, wie sich gerade auch auf diesem Gebiet die elektrische Kraftübertragung eingebürgert hat. Ueber 83 oberschlesische Wasserhaltungsmaschinen liegen mir ausführlichere Angaben vor. Diese Maschinen haben zusammen rd. 312 cbm/min auf rd. 206 m Höhe zu fördern. Davon sind 48 Dampfwasserhaltungen mit 206,7 cbm/min, 33 elektrische Wasserhaltungen mit 95,6 cbm und 2 hydraulische mit 10 cbm. Die elektrischen Wasserhaltungen sind ausnahmslos Kinder des 20. Jahrhunderts; denn 1903 gab es deren erst 6. Besonders bemerkenswert ist auch hier die Tatsache, daß sich die Pumpe durch Einführung der Hochdruck-Kreiselpumpe dem Elektromotor in weitgehender Weise angepaßt hat. Bis zu welchen riesigen Leistungen man hier schon fortgeschritten ist, kann man daraus ersehen, daß jetzt auf der Cleophasgrube eine Hochdruck-Zentrifugalpumpe aufgestellt wird, die 1600 PS Antriebleistung erfordert. Die Pumpe wird durch einen Drehstrommotor mit 3000 V betrieben; sie hat 10 cbm/min auf 450 m Höhe zu fördern.

Auf dem Gebiete der Förderanlagen eroberte sich der elektrische Strom zunächst das Gebiet der kleineren Förderhaspel. Bei Kraftleistungen bis zu 500 PS gelang es noch, Förderanlagen mit reinem Drehstrom betriebsicher auszuführen. Als man auch daran ging, Hauptschachtfördermaschinen mit Leistungen von Tausenden von PS einzurichten, mußte man andre Wege einschlagen. Die Hauptschwierigkeit lag hier in der betriebsicheren Regelung der Geschwindigkeit. Man löste die Aufgabe durch Benutzung von Gleichstrom unter gleichzeitiger Verwendung der von Ilgner zuerst angewandten Schwungradumformer zum Ausgleich der Belastungsschwankungen [1]). Die Aenderung der Umlaufzahlen des Fördermotors und damit die Geschwindigkeit der Fördermaschine wird durch einen einfachen Nebenschluß-Regulierwiderstand, der die Feldstärke der Dynamos ändert, erreicht. Die Fahrtzeit wird durch einen kleinen Umschalter in der Feldrichtung der Dynamos geändert. Der große wirtschaftliche Vorteil dieser Fördermaschine liegt darin, daß durch die Regelung des Magnetfeldes der Anlaßdynamo praktisch keine Energieverluste beim Anfahren, bei Seil- und Schachtuntersuchungen auftreten. Durch den Schwungradumformer wird ein nahezu vollkommener Ausgleich der Belastungsschwankungen erreicht. Die dadurch mögliche gleichmäßige Belastung der Maschine sowie des Kraftwerkes und der Kesselanlage gestattet einen wirtschaftlichen Betrieb mit geringem Brennstoffverbrauch. Bei neuen Schächten kann man die elektrischen Förderanlagen stufenförmig ausbauen und ist nicht gezwungen, von vornherein für die späteren Verhältnisse ausreichende Fördermaschinen aufzustellen. Mehrere technisch sehr bemerkenswerte derartige Anlagen, die in ihrem elektrischen Teil von den großen deutschen Elektrizitätsfirmen ausgeführt sind, arbeiten heute auf oberschlesischen Gruben.

Der Elektromotor bleibt stets der Sekundärmotor. Er läßt sich nicht, wie es so oft in sogenannten volkstümlichen Darstellungen geschieht, mit der Dampfmaschine in Parallele stellen. Die Dampfmaschine ist nicht durch die Elektrotechnik abgelöst, sondern im Gegenteil: ihr Wirkungsfeld dadurch außerordentlich erweitert worden. Am Ende eines jeden elektrischen Leitungsdrahtes muß auch heute noch eine Kraftmaschine stehen, und diese Kraftmaschine ist in der weitaus größten Zahl aller Fälle eine Dampfmaschine. Die Zahl der Dampfmaschinen ist gegen früher geringer geworden, ihre Gesamtleistung aber ganz außerordentlich gestiegen. Auch auf dem Gebiete der Krafterzeugung sind gerade in den letzten Jahren auch in Oberschlesien sehr bedeutungsvolle Veränderungen eingetreten. Der alten Kolbenmaschine mit ihrer Vereinigung von hin- und hergehender und drehender Bewegung ist in der Dampfturbine ein Mitbewerber ersten Ranges erstanden. Immer von neuem hat man in hartnäckigster Weise versucht, die Dampfturbine, die älter als die Dampfmaschine ist, für die Praxis brauchbar zu machen. Wer einmal in das Innere einer Dampfturbine hineingeschaut hat, wem aus dem Gewirr der Schaufeln klar geworden ist, daß hier ein Millimeter mehr bedeutet als ein Zoll im alten Maschinenbau, und wer die Genauigkeit, die hier Bedingung eines jeden Erfolges ist, dem gegenüberstellt, was sich günstigenfalls mit den alten Werkzeugmaschinen und Werkzeugen erreichen ließ, der wird verstehen, daß es erst in der Zeit unsrer heutigen hochentwickelten Werkstattechnik gelingen konnte, praktisch brauchbare Dampfturbinen auszuführen. Ebenso, wie die ersten brauchbaren Kolbendampfmaschinen, stammen auch die ersten für den Großbetrieb brauchbaren Dampfturbinen aus England. Der Name Parsons' wird in der Geschichte der Dampfturbine in der gleichen Weise fortleben wie der Name des großen Schotten Watt in der der Kolbendampfmaschine. Eine Parsons-Turbine war es, die als erste in Oberschlesien 1902 in Betrieb kam. Der beispiellose Siegeslauf der Dampfturbine in Verbindung mit der Elektrotechnik tritt durch das überaus rasche Anwachsen der Turbinenanlagen deutlich in die Erscheinung. Neben den Parsons-Turbinen, deren Bau Brown, Boveri & Cie. so überaus erfolgreich aufgenommen haben, sind in Oberschlesien Turbinen der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft und in neuester Zeit vorwiegend auch Zoelly-Turbinen, die in Deutschland von mehreren namhaften Dampfmaschinenfabriken gebaut werden, im Betrieb.

Als weitere wesentliche Fortschritte der letzten Jahre auf dem Gebiete der Krafterzeugung sind zu nennen: die Verwendung überhitzten Dampfes und die Anlage von Zentralkondensationen. Schon im vorjährigen Geschäftsbericht konnte der Oberschlesische Dampfkessel-Ueberwachungs-Verein feststellen, daß die Verwendung überhitzten Dampfes immer mehr Fortschritte macht. 163 Kessel waren mit Ueberhitzern ausgerüstet. Auch für den Bergwerkbetrieb kommt es mit jedem Jahr mehr darauf an, die Dampferzeugungskosten zu verringern. Das war in Oberschlesien bisher im gleichen Maße nicht immer der Fall, denn die meisten Kesselbesitzer waren auch Kohlenproduzenten und stellten bei der Dampferzeugung nur die Selbstkosten in Rechnung. Wäh-

[1]) s. Z. 1904 S. 104.



rend man aber vor noch 10 bis 15 Jahren die minderwertige Staubkohle als fast wertlos auf die Halde warf, wird sie heute infolge der seit jener Zeit eingetretenen Preissteigerung fast ausschließlich als Brennstoff unter den Kesselanlagen benutzt und hat deshalb gegen früher einen sehr erheblichen Verkaufwert. Alle Mittel, den Dampfverbrauch und damit die Betriebskosten zu verringern, werden deshalb heute auch in Oberschlesien benutzt. Hierhin gehören ferner auch die Zentralkondensationen, die sich in den letzten 5 Jahren im oberschlesischen Industriegebiet stark eingebürgert haben. Auch die erste Abdampfturbinenanlage ist in diesem Kapitel von der besseren Dampfausnutzung zu nennen.

Bei den oberschlesischen Kondensationsanlagen mußte man auf die schlechten Wasserverhältnisse Rücksicht nehmen. Nur mit wenigen Ausnahmen konnten Mischkondensationen benutzt werden; meistens mußte man zu Oberflächenkondensation schreiten. Gerade auch in Verbindung mit den Dampfturbinen haben die Kondensationsanlagen sehr an wirtschaftlichem Wert gewonnen.

Kann man so auf allen Gebieten gerade in der letzten Zeit eine rasche Entwicklung der Dampfkraftanlagen nach Größe, Leistungsfähigkeit, Betriebsicherheit und wirtschaftlicher Ausnutzung des Brennstoffes feststellen, so würde doch das Bild der heutigen oberschlesischen Krafterzeugung unvollständig sein, wenn wir die Gasmaschine, die so unerwartet mit der Großdampfmaschine in Wettbewerb getreten ist, vergäßen. Die Großgasmaschine hat es ermöglicht, die wirtschaftlich so bedeutungsvolle Verwertung der Nebenprodukte der Eisenindustrie weiter auszudehnen. Die Gase, die man vor 50 Jahren noch unbenutzt entweichen ließ, dann in oft unvollkommener Weise in gewaltigen Kesselanlagen zur Dampferzeugung benutzte, werden heute schon unmittelbar in riesigen Maschinenanlagen zur Kraftabgabe für die verschiedensten Gebiete verwendet. In Oberschlesien ging die Friedenshütte mit der Einführung der Hochofengasmaschine voran. Bereits 1894 ließ Generaldirektor Meier zunächst eine 12pferdige Versuchsgasmaschine aufstellen. Die erste Großgasmaschine neuerer Bauart, ebenfalls wie die vorhergehenden Gasmaschinen der Friedenshütte von der Gasmotorenfabrik Deutz geliefert, kam Mitte 1903 in Betrieb. Heute stehen auf dem genannten Werk bereits 8700 PS an Gasmaschinen zur Erzeugung elektrischen Stromes zur Verfügung. Die Donnersmarckhütte hat 1899 die erste Hochofengasmaschine in Betrieb genommen. 1901 folgten zwei weitere, 1902 kam eine Körtingsche Zweitaktmaschine in Betrieb. Die Maschinenfabrik der Donnersmarckhütte hat die Berechtigung erworben, die Körtingsche Maschine auszuführen. Die erste in Oberschlesien selbst gebaute Hochofengasmaschine läuft seit 1903 und beweist, daß der oberschlesische Maschinenbau imstande ist, auch solche hochwertige Feinarbeit zu leisten, wie sie der Bau von Gasmaschinen verlangt.

Auch die überschüssigen Gase der Koksöfen hat man bereits auf mehreren Hüttenwerken Oberschlesiens in Gasmaschinen verwertet.

[Auch der heutige Stand des Kraftmaschinenbaues wird an Hand von Lichtbildern vom Vortragenden kurz besprochen.]

M. H., ich konnte Ihnen in Wort und Bild das Einst und Jetzt durch den für die Menschheitsgeschichte kurzen Zeitraum von 100 Jahren getrennt vorführen. Es sei mir gestattet, zum Schluß auch noch mit wenigen Zahlen das Maß der Geschwindigkeit zu kennzeichnen. Vor 50 Jahren wurden im ganzen Regierungsbezirk Oppeln 315 Dampfmaschinen und Lokomotiven mit zusammen 11823 PS gezählt. Heute stehen dem Steinkohlenbergbau an ortfesten Betriebskräften rund 268000 PS, also 22,6 mal so viel wie damals dem ganzen Regierungsbezirk, zur Verfügung. In ganz Preußen gab es vor 50 Jahren etwas über 3000 Dampfmaschinen mit rd. 62000 PS. Die oberschlesische Bergbauindustrie zählt heute allein rd. 336000 PS an Dampfmaschinen. Rechnet man sämtliche Betriebskräfte zusammen, so ergeben sich über 400000 PS; das oberschlesische Berg- und Hüttenwesen beansprucht also heute fast 7 mal so viel Pferdekräfte wie vor einem halben Jahrhundert das ganze Königreich Preußen. Weiter ergibt sich, daß, wenn man nur den Steinkohlenbergbau ins Auge faßt, in den letzten 20 Jahren die Zahl der Maschinen um mehr als das 2,5 fache, die Leistung dieser Maschinen aber um das 4,65 fache gestiegen ist. Rechnet man die Elektromotoren noch hinzu, so ist die Leistung in den letzten 20 Jahren um das 5,7 fache gestiegen. Zieht man nur dieses Jahrhundert, das noch so jung ist, in Betracht, so ist in diesem kurzen Zeitraume die Leistung der Kraftmaschinen des Steinkohlenbergbaues auf das 2,34 fache gesteigert worden. In dem Zeitraume von 1890 bis 1900 war eine Steigerung um das 1,82 fache zu verzeichnen. Auch der Vergleich dieser beiden letzten Zahlen verrät wieder eine große Beschleunigung der Entwicklung.

Vergleichen wir die Zahl der Pferdestärken mit der der Arbeiter, so läßt sich feststellen, daß die Unterstützung menschlicher durch maschinelle Arbeitskraft sehr erhebliche Fortschritte gemacht hat. 1885 kamen im oberschlesischen Steinkohlenbergbau 1,16 PS auf einen Arbeiter, 1906 3 PS. Statistisch pflegt man eine Maschinenpferdestärke gleich 12 Menschenkräften zu rechnen; das würde heißen, daß jedem Arbeiter des oberschlesischen Steinkohlenbergbaues vor 20 Jahren 14, heute 35 eiserne Sklaven zur Verfügung stehen, gewiß ein hoher kultureller Fortschritt, der das allgemeine Bestreben der Technik, den Menschen von der schweren, aufzehrenden Muskelarbeit zu befreien, glänzend zum Ausdruck bringt.

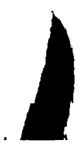
Hier beginnt die rein wirtschaftliche Wertschätzung der Technik überzugehen in ihre soziale und ethische Bewertung, und wenn die Ansichten auf diesem Gebiet je nach der Stellung, die der Beurteiler im Wirtschaftsleben einnimmt, auch noch weit auseinander gehen, das eine wird auch heute allseitig zugegeben: die Technik hat eine Kulturaufgabe allerersten Ranges zu erfüllen. Die Ingenieure da draußen im praktischen Leben, die mit Aufbietung ihrer ganzen Arbeitskraft ihr Wissen und Können in den Dienst dieser Kulturaufgabe stellen, verdienen den Dank und die Anerkennung der Allgemeinheit. Sie schaffen nicht nur für sich und ihre Arbeitgeber, sie arbeiten an der industriellen Machtstellung des deutschen Volkes, sie wirken mit für den Fortschritt der Menschheit, an den zu glauben jedem tatenfrohen Menschen ein Bedürfnis ist. Mögen die Ingenieure der oberschlesischen Industrie, die Mitglieder des Oberschlesischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure, die in den letzten 50 Jahren so Großes geschaffen haben, nicht müde werden in ihrer Arbeit zum Nutzen des Gemeinwohles. Der Erfolg ihrer Arbeit wird ihnen wertvoller sein, als anerkennende Worte. »Die Tat ist alles, nichts der Ruhm.«

Bücherschau.

50 Jahre Ingenieurarbeit in Oberschlesien. Eine Gedenkschrift zur Feier des 50jährigen Bestehens des Oberschlesischen Bezirksvereines deutscher Ingenieure. Im Auftrage des Vereines und unter Mitarbeit seiner Mitglieder bearbeitet von C. Matschoß. 286 S. mit 145 Figuren. Berlin 1907, Julius Springer. Preis 10 *M*.

Ueber den Rahmen der üblichen Festschriften hinausgehend, hat C. Matschoß verstanden, unter der Mitwirkung der Mitglieder des Oberschlesischen Bezirksvereines ein Bild von Oberschlesiens Industrie und ihrem Werdegang zu geben, das der Bedeutung dieses in sich geschlossenen Gebietes in vollem Maße gerecht wird. Die natürlichen Verhältnisse des oberschlesischen Industriebezirkes, das gleichzeitige Vorkommen von Kohle und Erzen, stellen den Bergbau und das Hüttenwesen an die Spitze der Industriezweige; sie sind dementsprechend in der Festschrift auch am eingehendsten besprochen. Weitere Abschnitte behandeln die Veredelungsbetriebe der Eisenindustrie, Land- und Forstwirtschaft, Verkehrswesen, allgemeine Wohlfahrt und das technische Vereins- und Bildungswesen. In allen Abschnitten ist ein kurzes Bild der Verhältnisse zu Beginn des 19. Jahrhunderts entworfen und dann in großen Zügen die Entwicklung der maschinellen Hülfsmittel und Einrichtungen, vornehmlich in den letzten 50 Jahren, unter besonderer Berücksichtigung der Mitwirkung des Ingenieurs gekennzeichnet.

Bei der großen Zahl von Mitarbeitern, die herangezogen werden mußten, sind natürlich die einzelnen Kapitel verschieden ausgefallen. Stellenweise hat sich die Industrie zurückhaltend gezeigt, aber im großen und ganzen ist es dem Herausgeber gelungen, ein erschöpfendes Bild zu geben. Besonders wertvoll ist die Benutzung von Schaulinien, die ein übersichtliches Bild der Entwicklung geben und den schwerfälligen Zahlentafeln vorzuziehen sind. Die Zahlentafeln über die Walzwerkeinrichtungen der oberschlesischen Eisenhüttenwerke, die von Oberingenieur Kunze zusammengestellt worden sind, erscheinein in solcher Ausführlichkeit hier zum erstenmal



Von besonderem Interesse ist der Abschnitt über das Gebiet allgemeiner Wohlfahrtspflege, da sich in Oberschlesien in bezug auf Wasserversorgung, Kanalisation und Elektrizitätsversorgung unter eigenartigen Verhältnissen Zentralanlagen entwickelt haben, die über den Rahmen der örtlichen Gemeinden hinaus größere Bezirke versorgen.

Ein Verzeichnis der oberschlesischen Berg- und Hüttenwerke, in welchem auch das Besitzverhältnis mit angegeben ist, beschließt das Buch. In einem Vorwort ist kurz die Geschichte des Oberschlesischen Bezirksvereines und dessen Stellung innerhalb des Gesamtvereines deutscher Ingenieure behandelt.

Jedem, der Oberschlesien und seine Industrie kennen lernen will, wird das Buch ein guter Führer sein.

Fr. Frölich.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Erster Bericht der Kommission zur Bekämpfung des Rauches in Königsberg i. Pr. Von Dr. Ascher, Kobert, Rolin sowie Dr. Hurdelbrink. Königsberg i. Pr. 1907, R. Leupold. 34 S. mit 3 Fig.

Sonderabdruck aus den Schriften der Physikalisch-ökonomischen Gesellschaft. XLVIII. Jahrgang, Heft II, 1907, Königsberg i. Pr.

Fortschritte der Ingenieurwissenschaften. Zweite Gruppe. 13. Heft: Das Material und die statische Berechnung der Eisenbetonbauten. Unter besonderer Berücksichtigung der Anwendung im Bauingenieurwesen. Von Max Foerster. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 248 S. mit 93 Fig. Preis 6 ℳ.

Posts chemisch-technische Analyse. Handbuch der analytischen Untersuchungen zur Beaufsichtigung chemischer Betriebe, für Handel und Unterricht. 3. Aufl. Von Dr. B. Neumann. 1. Bd. 3. Heft: Eisen, Metalle (außer Eisen), Metallsalze. Braunschweig 1907, Friedr. Vieweg & Sohn. 324 S. mit 198 Fig. Preis 7 ℳ.

Desgl. 2. Bd. 2. Heft: Rübenzucker, Stärke, Bier, Wein, Spiritus, Essig. Braunschweig 1907, Friedr. Vieweg & Sohn. 448 S. mit 200 Fig. Preis 10 ℳ.

Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendungen. Herausgegeben im Auftrage der Akademien der Wissenschaften zu Göttingen, Leipzig, München und Wien sowie unter Mitwirkung zahlreicher Fachgenossen. Bd. VI. Heft 4: Kinetische Theorie der Materie. Von L. Boltzmann und J. Nabl. Kapillarität. Von H. Minkowski. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 613 S. mit 22 Fig. Preis 3,60 ℳ.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Die Theorie der Bewegung des Spülstromes in Bohrlöchern. Von Sorge. (Glückauf 28. Sept. 07 S. 1289/1300*) Rechnerische Feststellung der durch die Wasserbewegung hervorgerufenen Drücke beim Eintritt des Spülwassers durch das Bohrgestänge oder durch das Futterrohr. Zahlenbeispiele.

Chemische Industrie.

Elektroanalytische Forschungsergebnisse. Von Peters. Schluß. (Glückauf 28. Sept. 07 S. 1300/04) S. Zeitschriftenschau v. 7. Sept. 07. Wismut, Zink, Zinn.

Dampfkraftanlagen.

The power plant of the Elgin National Watch Works. (Eng. Rec 14. Sept. 07 S. 294/96*) Die Kraftanlage besteht aus 4 liegenden Wasserrohrkesseln, 2 Turbodynamos von 500 KW und einer von 200 KW Leistung, die Drehstrom von 225 V Spannung liefern.

Dampfanlage der »Münchner Neuesten Nachrichten«. Von Eberle. Schluß. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Sept. 07 S. 187/89) Versuche an der insgesamt rd. 260 PS liefernden Anlage, deren Dampfverbrauch bei 248 bis 225° Eintrittemperatur, 9,3 bis 9,1 at Anfangsdruck und 0,1 at Kondensatordruck 6,76 bis 6,47 kg/PSi-st beträgt.

An english boiler improvement. (Iron Age 19. Sept. 07 S. 761/63*) Um bei Wasserrohrkesseln die Rohre stets wasserbespült zu erhalten, baut die Temperly Transporter Co., London, durchlöcherte Abzugrohre für den Dampf in die Rohre ein. Außerdem ist der Kessel in einen unteren Teil zur Dampferzeugung und in einen oberen zum Erwärmen des Wassers im Gegenstrom mit den Feuergasen geteilt. Versuchsergebnisse eines umgebauten Belleville-Kessels sowie eines Babcock & Wilcox-Kessels vor und nach dem Umbau.

Ein neuer Economiser. (Z Dampfk.-Vers.-Ges. Sept. 07 S. 117*) Die einzelnen Teile des Vorwärmers sind Rohre aus feuerbeständigem Gußeisen nach Art der Field-Rohre, die in Reihen an Sammelrohre angeschlossen sind. Das Wasser wird im Gegenstrom durchgeführt.

Design of engines for the use of highly superheated steam. Von Toltz. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Sept. 07 S 63/73* mit 1 Taf.) Allgemeines über überhitzten Dampf, über Bauarten und Anordnungen von Ventilen sowie über die zweckmäßigste Konstruktion des Dampfzylinders.

Parsons type steam turbines. Von Naylor. (Engineer 4. Okt. 07 S 349/51*) Berechnung der Schaufelwinkel, der Geschwindigkeiten und der Energieausnutzung für jede Stufe einer Turbine mit 8 Schaufelreihen.

Spannung und Geschwindigkeitswirkung in einer Düse mit 3 Oeffnungen. Von Hagemann. (Z. f. Turbinenw. 30. Sept. 07 S. 408/11*) Rechnerische Untersuchungen über eine Düse, in deren mittlere Unterbrechung das Laufrad mit mehreren Schaufeln eintaucht, so daß dem Dampfstrahl ein Teil seiner lebendigen Kraft noch vor völliger Entspannung entzogen wird.

Eisenbahnwesen.

Reisebeobachtungen aus Italien und insbesondere von der Mailänder Ausstellung 1906. Von Cauer. Schluß. (Glaser 1. Okt. 07 S. 129/33*) Bemerkungen über die italienischen Eisenbahnen und sonstigen Verkehrsmittel.

Le matériel roulant des chemins de fer à l'Exposition de Milan. Von Georges. Forts. (Rev. gén. Chem. de Fer Sept. 07 S. 193/237* mit 5 Taf.) Uebersicht über die ausgestellten Lokomotiven und Tender, geordnet nach dem Kupplungsverhältnis. Tenderlokomotiven. Forts. folgt.

Mallet locomotives in America. (Engineer 4. Okt. 07 S. 347*) Die neuere Bauart der Great Northern-Bahn hat 2×3 gekuppelte Achsen und eine vordere und eine hintere Laufachse und wiegt 162 t bei 144 t Adhäsionsgewicht, während die neueste $2 \times {}^4/_4$-gekuppelte Lokomotive der Erie-Bahn sogar 182 t Betriebs- und Adhäsionsgewicht erreicht. Abmessungen.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. Forts. (Glaser 1. Okt. 07 S. 133/38*) Oberbau. Betriebsmittel.

Some facts and problems bearing on electric trunkline operation, discussion at New York. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1293/1332) Meinungsaustausch zu dem in Zeitschriftenschau v. 21. Sept. 07 erwähnten Aufsatz.

High-voltage direct-current and alternating-current systems for interurban railways. Von Davis. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1353/58) Die Verwendung von Gleichstrom von 600 bis 1200 V und von hochgespanntem Wechselstrom bei amerikanischen Ueberlandbahnen. Kostenberechnungen.

Regeneration of power with single-phase electric railway motors. Von Cooper. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1233/44*) Theoretische Behandlung der Frage unter Voraussetzung eines Reihenschlußmotors, der als Nebenschlußmotor geschaltet werden kann. Vorschlag, um dies zu erreichen.

Track-circuit signaling on electrified roads. Von Howard. (Proc Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1277/92*) Elektrisch betriebene Blocksignalvorrichtungen auf neueren elektrischen Bahnen mit eigenem Bahnkörper unter Benutzung von 2 Schienen und von 1 Schiene.

Eisenhüttenwesen.

Steel and meteoric iron. Von Berwerth. (Engng. 4. Okt. 07 S. 472/73) Uebersicht der bis jetzt vorliegenden Ergebnisse von Untersuchungen über die Bestandteile von Meteoreisen, die zeigen sollen, daß das Meteoreisen und das eisenhüttenmännische Eisen im wesentlichen aus ähnlichen physikalischen und chemischen Vorgängen entstanden sind.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Eisenkonstruktionen, Brücken.

The proportioning of steel railway bridge members. Von Prichard. (Eng. News 19. Sept. 07 S. 301/04*) Zulässige Beanspruchungen des Baustoffes. Sicherheitsziffern. Berücksichtigung des Anwachsens der beweglichen Last. Dynamische Wirkungen der beweglichen Last.

The new steel viaduct between Kansas city, Mo., and Kansas city, Kan. (Eng News 26. Sept. 07 S. 323/27*) Die 2520 m lange Brücke verbindet die beiden durch das 30 m tiefe Tal des Kaw-Flusses getrennten hochliegenden Städte und besteht aus zwei 91,5 m weiten Flußöffnungen und 39 kleineren Landöffnungen. Sie trägt 1 Fahrweg und 2 Straßenbahngleise. Eine Verbreiterung von 15,9 auf 27,7 m ist in Aussicht genommen. Konstruktive Einzelheiten, Gründung und Aufstellung.

The erection of the Las Vacas Viaduct. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 297/98*) S. Zeitschriftenschau v. 23. Febr. 07. Der Bau der Brücke in einer abgelegenen und schwer zugänglichen Gegend.

The suspended falsework of the cantilever arms of the Quebec Bridge. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 323/25*) Ergänzung zu dem in der Zeitschriftenschau vom 21. Sept. 07 erwähnten Aufsatz.

Test of the reinforced concrete viaduct of the Richmond and Chesapeake Bay Ry. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 328/29*) Beschreibung und Uebersicht über die Ergebnisse der Belastungsproben von Brückenträgern mit 7 bis 20,2 m Spannweite.

A concrete power-plant reservoir. (Eng Rec. 21. Sept. 07 S. 312/13*) Der für die kalte Jahreszeit mit Dampfheizung versehene Behälter hat 2300 cbm Inhalt bei 24 m Dmr. und 4,6 m Höhe. Zur Versteifung dienen eingelegte Drahtseile und Drahtgewebe.

Elektrotechnik.

Die Berliner Elektrizitätswerke zu Beginn des Jahres 1907. Von Wilkens. (ETZ 3. Okt. 07 S. 959/64*) Die gesamte Maschinenleistung beträgt rd. 80000 KW, die 1906 nutzbar abgegebene Arbeit rd. 138 Mill. KW-st einschließlich des Bahnstromes, der Anschlußwert rd. 120000 KW für Licht und Kraft. Verteilung der Energie durch die Drehstrom-Gleichstromanlage. Die Kohlenförderanlage, die Dampfkessel, Dampfmaschinen und Dampfturbinen. Forts. folgt.

Loch Leven water power works. (Engineer 4. Okt. 07 S. 336/37*) Das im Bau befindliche, für die Erzeugung von Aluminium bestimmte Kraftwerk wird durch einen 5,6 km langen Oberwassergraben von 2,4 × 2,4 qm Querschnitt und 6 eiserne Druckleitungen von 0,99 m Dmr. mit 270 m Gefäll aus einem Staubecken von rd. 76 Mill. cbm gespeist, das bei 12 km Länge einen Damm von rd. 800 m Länge und 24 m größter Höhe erhält. Darstellung des Baues.

Gleichstrom-Turbogeneratoren. Von Beyer. Forts. (El. u. Maschinenb. Wien 6. Okt. 07 S. 768/71*) Die genuteten Anker der Stromerzeuger. Die Kollektoren. Schluß folgt.

Beschreibung einer 5000 KW-Drehstrommaschine. Von Hobart und Punga. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Okt. 07 S. 541/48*) Ausführliche Veröffentlichung der mit der Maschine auf dem Versuchstande der Siemens-Schuckert-Werke vorgenommenen Versuche. Abmessungen der Dynamo, Leerlaufcharakteristik, Kurzschlußlinie. Forts. folgt.

Zur Trennung der Verluste in Asynchronmaschinen. Von Linke. (ETZ 3. Okt. 07 S. 964/67*) Beschreibung eines Verfahrens, durch das die einzelnen Verluste bei Asynchronmaschinen aus den Auslauflinien bei unerregtem und erregtem Drehfeld in Verbindung mit einem Leerlaufversuch ermittelt werden.

Commutating-pole direct-current railway motors. Von Anderson. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1265/75*) Elektrische und magnetische Vorgänge in Gleichstrom-Wendepolmotoren für Eisenbahnbetrieb bei verschiedener Schaltung.

Fractional pitch windings for induction motors. Von Adams, Cabot und Irving. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Aug. 07 S. 1245/63*) Untersuchung der Wirkungsweise von Wicklungen mit geteiltem Schritt bei Induktionsmotoren mit Ausnahme von Kurzschlußmotoren.

Erd- und Wasserbau.

Die Engländer am Nil. Von v. Le Monnier. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 4. Okt. 07 S. 698/703) S. Zeitschriftenschau v. 12. Okt. 07.

Die Gründung auf Eisenbetonpfählen beim Bau des Polizeidienstgebäudes in Charlottenburg. (Zentralbl. Bauv. 5. Okt. 07 S. 530/35*) Bodenbeschaffenheit und Untersuchung des Baugrundes. Herstellung der Eisenbetonpfähle. Rammen der Pfähle und Schutz gegen Beschädigung. Mitteilungen über das Verhalten der Pfähle beim Rammen.

Anleitung für Bau und Betrieb von Sammelbecken in Preußen. Von Mattern. (Zentralbl. Bauv. 2. Okt. 07 S. 525/27) Inhaltsangabe der unter obigem Titel im Ministerialblatt der Verwaltung für Landwirtschaft, Domänen und Forsten erschienenen Vorschriften.

Completion of the Cross River dam, Croton water-works system. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 281/83*) Der Damm bei Katonah, N. Y., der für den erhöhten Wasserbedarf von New York 34 Mill. cbm aufstauen soll, ist 270 m lang, 51 m hoch, unten 34,5 m, oben 6,9 m breit und aus Stampfbeton gebaut. Die kurze Bauzeit von 20 Monaten ist durch gewaltige Hülfsanlagen erreicht worden, die beschrieben werden.

The Selby Hill Street railway tunnel, St. Paul, Minn. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 306/09*) Die Twin City Rapid Transit Co. hat bei Einführung des elektrischen Betriebes eine Steigung von 16,5 vH, die bis dahin von einer Kabelbahn überwunden wurde, durch einen mit Anfahrrampen 510 m langen Tunnel ersetzt, der 7 vH Steigung aufweist.

Cost and methods of construction of tunnel for water pipes under Mystic River, Boston, Mass. Von Saville. (Eng. News 26. Sept. 07 S. 332/35*) Der gemauerte, wagerecht 42,3 m lange Tunnel hat einen Kreisquerschnitt von 1,8 m Dmr. und endet beiderseits in einem 19,2 m hohen, teils ausgehobenen, teils aufgemauerten Schacht, in dem das Wasserleitungsrohr von 610 mm Dmr. emporgeführt wird. Bau und Kosten des Tunnels.

Gasindustrie.

Die Erzeugung des Wassergases mit Hülfe des Dampfschlußmelders. Von Strache. (Journ. Gasb.-Wasserv. 28. Sept. 07 S. 885/89*) Um den rechtzeitigen Schluß des Dampfventiles zu erreichen, ist eine im Wasser schwimmende Glocke, die durch Gewichte beliebig belastet werden kann, in die Leitung eingeschaltet. Sinkt die sekundlich erzeugte Gasmenge unter den festgesetzten Mindestwert, so sinkt infolge des abnehmenden Druckes die Glocke und setzt eine elektrische Klingel in Bewegung, wodurch der Arbeiter veranlaßt wird, das Dampfventil zu schließen. Eine weitere Vorrichtung bezweckt die Einstellung des Dampfmelders entsprechend dem gewünschten Kohlensäuregehalt des Wassergases. Versuchsergebnisse der Wassergasanlagen in Königsberg und Itzehoe.

Gießerei.

Wie kann die Rentabilität der Eisengießereien gehoben werden? (Gießerei-Z. 1. Okt. 07 S. 591/604) Untersuchung der Fehlerquellen in Kalkulation und Betrieb, welche die Ursache für den Mißerfolg in Gießereien bilden können. Zweckmäßige Einrichtung von Gießereien verschiedener Art. Anleitung zu einer übersichtlichen Aufstellung der Herstellkosten. Ermittlung des für den einzelnen Fall günstigsten Zweiges des Gießereibetriebes.

Hebezeuge.

The electric elevator equipment for a tall office building. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 309/10*) Eingehende Beschreibung der durch einfachen Seiltrieb von den zugehörigen Elektromotoren betätigten Aufzuganlage der Otis Elevator Co. in dem neuen 18 stöckigen Gebäude am Broadway in New York. Die 6 poligen Gleichstrommotoren für 250 V Spannung und 60 Uml./min sind unmittelbar über dem Aufzugschacht von 5,2 × 1,5 qm Querschnitt aufgestellt. Die Geschwindigkeit der Aufzüge beträgt 2,5 m/sk bei 680 kg Belastung.

Heizung und Lüftung.

The vacuum heating system in the Godfrey Block, Grand Rapids. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 300/01*) Heizanlage mit insgesamt 232,5 qm Heizkörperfläche für ein vierstöckiges Gebäude von 81 × 33 qm Grundfläche.

Gemauerte Kamine für Zentralheizungen. Von Hottinger. (Gesundhtsing. 28. Sept. 07 S. 633/36*) Ableitung von Formeln für Druckhöhe, Kaminhöhe und Kaminquerschnitt. Praktische Anwendung der Formeln sowie Allgemeines über den Bau gemauerter Kamine.

Holzbearbeitung.

Ein Beitrag zur Frage der schnellaufenden Sägegatter. Von v. Denffer. (Dingler 5. Okt. 07 S. 632/35*) Die zeichnerische Darstellung der im Gatter auftretenden Kräfte ergibt die Ueberlegenheit der langhubigen Gatter. Ausführliche Berechnung eines senkrechten Vollgatters von 800 mm lichter Rahmenweite und 500 mm Hub bei 215 Uml./min der Triebwelle.

Nouveau procédé d'injection des bois (système Rüping). Von Lantier. (Rev. gén. Chem. de Fer Sept. 07 S. 238/49*) Durch das dargestellte Verfahren soll verhindert werden, daß unter dem Druck der Schienen das Kreosot nachträglich aus den Schwellen herausgepreßt wird. Die Hölzer werden zunächst unter hohem Druck getränkt und hierauf ausgesogen, um den Ueberschuß an Kreosot zu entfernen.

Kälteindustrie.

The cooling plant for Walter Baker & Co., Ltd., Dorchester, Mass. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 325/26*) Eingehende Beschreibung der aus 3 Maschinensätzen bestehenden Anlage, die 3210 ltr Chlorkalziumlösung von 1,24 spez. Gewicht von $-17,8^0$ auf $-23,4^0$ abkühlt.

Lager- und Ladevorrichtungen

Strength tests of a contractor's dumping wagon. (Eng. News 19. Sept. 07 S. 309/10*) Festigkeitsversuche an einem eisernen Kippwagen, ausgeführt von Prof. W. R. Hatt, Purdue University.



Untersucht wurde das Verhalten des Wagens bei Belastung sowie die Festigkeit der Hinterachse und der Hinterräder.

Maschinenteile.

Die Trägheitskräfte einer Schubstange. Von Enßlin. Schluß. (Dingler 5. Okt. 07 S. 625/27*) Rechnungsbeispiele. Zusammenfassung.

Power transmission by friction driving. Von Goß. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Sept. 07 S. 35/61* mit 2 Taf.) Untersuchungen über Kraftübertragung mit Reibrädern aus gepreßtem Stroh, Leder u. dergl. in Verbindung mit Rädern aus Eisen, Aluminium und Lettern-metall. Beschreibung der Versuchseinrichtung, Besprechung und zeichnerische Darstellung der Ergebnisse.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schäfer. Forts. (Dingler 5. Okt. 07 S. 628/31*) Die Elastizität des Wassers: Stöße in einem Druckwassersammler unter Berücksichtigung der Elastizität des Wassers.

Materialkunde.

Physical characteristics of cast iron. Von Christie. (Iron Age 19. Sept. 07 S. 772/73*) Abhängigkeit des Siliziumgehaltes und der Festigkeitseigenschaften von der Größe des Gußstückes. Festigkeit eines Niet- oder Lochmaschinenbügels.

Ueber die Bestimmung von Wolfram im Stahl bei Gegenwart von Chrom. Von Hinrichsen. (Stahl u. Eisen 2. Okt. 07 S. 1418/20) Das angegebene Verfahren gestattet bei genügender Genauigkeit die Bestimmung von Wolfram neben Chrom in Stählen auf einfache Weise und in kurzer Zeit.

Meßgeräte und -verfahren.

North-Eastern Railway dynamometer car. (Engineer 4. Okt. 07 S. 334/35* mit 1 Taf.) Der vierachsige Wagen ist mit einer aus 30 Blättern bestehenden Feder zum Messen der Zugkraft sowie mit den üblichen Einrichtungen für Geschwindigkeits-, Winddruck- und andre Messungen ausgerüstet.

Einiges über Dynamometer und Messung des Kraftbedarfes der Arbeitsmaschinen. Von v. Denffer. Schluß. (Riga Ind. Z. 31. Aug. 07 S. 201/04*) Dynamometer von J. Amsler-Laffon & Sohn, Schaffhausen, und Kugeltachometer von A. Amsler, Schaffhausen.

Ein neues Drehspul-Galvanometer für Gleichstrom. Von Schortau. (ETZ 3. Okt. 07 S. 971/72*) Durch besondere Anordnung des magnetischen Feldes und einer Doppelspule mit entgegengesetzten Stromrichtungen werden eine Reihenschaltung mehrerer Leiter und proportionale Drehwinkel erreicht. Das Galvanometer zeichnet sich durch sehr hohe Empfindlichkeit aus.

Die Bestimmung der Nutzleistung bei schnellaufenden Maschinen, insbesondere bei Dampfturbinen. (Z. bayr. Rev.-V. 30. Sept. 07 S. 185/87*) Konstruktion und Anwendung der Torsionsindikatoren von Hopkinson und Thring, s. Zeitschriftenschau v. 29. Juni 07, sowie von Archib. Denny und Ch. Johnson, s. Zeitschriftenschau v. 27. April 07.

Metallbearbeitung.

The engineering and machinery exhibition, Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 4. Okt. 07 S. 446/49*) S. Zeitschriftenschau v. 12. Okt. 07. Andre Ausstellungsgegenstände.

The camming of automatic screw machines. I. Von Goodrich und Stanley. (Am. Mach. 28. Sept. 07 S. 355/60*) Die Winkel der Führungsleisten auf den Schalttrommeln für den Drehkopf und die Anordnung der sonstigen Getriebe und Schaltteile der selbsttätigen Schraubenbank von Pratt & Whitney werden rechnerisch und zeichnerisch ermittelt.

Machine-molded teeth on large cast gears. (Am. Mach. 28. Sept. 07 S. 367/71*) Darstellung einer Formmaschine der Mesta Machine Co. zur genauen Herstellung der Zähne von großen Winkel-, Stirn- und Schneckenrädern.

The universal composite shear. (Iron Age 19. Sept. 07 S 774/75*) Die Schere der Commonwealth Machine Co. dient zum Ausschneiden von dünneren Blechen mit unregelmäßiger Begrenzungsfläche.

Multiple drilling attachment for flanges. Von Pratt. (Am. Mach. 28. Sept. 07 S. 366*) Die Aufspannlade ist nur für eine bestimmte Flanschgröße bestimmt und hat 8 Bohrbüchsen.

The oxy-acetylene blowpipe. Von Lightfoot. (Iron Age 19. Sept. 07 S. 770/71*) Allgemeines über die Azetylen-Sauerstoff- und über die Sauerstoff-Wasserstoff-Flamme. Verschiedene Arten und Anwendung der Azetylen-Sauerstoff-Brenner.

Motorwagen und Fahrräder.

Schweizerische Motorlastwagen. Von Vogt. Forts. (Schweiz. Bauz 5. Okt 07 S. 171/72*) Der Lastwagen »Orion« der Orion A.-G., Zürich, ist für 3000 kg Nutzlast gebaut. Der Zweizylinder-Viertaktmotor mit gegenüberliegenden Zylindern liegt wagerecht vorn unterhalb des Führersitzes.

Brennstoffe. Von Warschauer. (Motorw. 30. Sept. 07 S. 798/801) Umfang der gegenwärtigen Benzinerzeugung. Neuere Handelsbezeichnungen für Benzin. Vergasung von Petroleum.

Ueber die Federung von Fahrzeugen. Von Hofmann. Schluß. (Motorw. 30. Sept. 07 S. 804/06) Erörterungen über die Rechnungsergebnisse und Schlußfolgerungen.

Pumpen und Gebläse.

Dampfpumpen-Dimensionierung. Von Beneke Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 2. Okt. 07 S. 412 13*) Zusammenstellung der Zylinderverhältnisse von vierfachwirkenden Verbunddampfpumpen. Berechnung der Zylinderverhältnisse der schwungradlosen Dreifachexpansions-Dampfpumpen. Zahlentafeln.

Glatter Diffuser bei Zentrifugalpumpen. Schluß. Von Fischinger. (Z. f. Turbinenw. 30. Sept. 07 S. 401/03*) Bericht über die Ergebnisse von Versuchen mit einer elektrisch betriebenen Pumpe. Vergleich der Wirkungsgrade bei feststehendem und bei umlaufendem Diffuser.

Boiler feed-pumps at Olympia. Constructed by Messrs. Thwaites Brothers, Limited, Bradford. (Engng. 4. Okt. 07 S 459*) Stehende Dampfspeisepumpe mit hohlem Dampf-Drehschieber und Drillingspumpe, deren Saugventile angehoben werden können, um die Leistung zu vermindern.

Schiffs- und Seewesen.

Single screw steam light vessels. Schluß. (Marine Eng. Okt. 07 S) 400/03) Zum Antrieb dient eine Verbundmaschine von 406 und 787 mm Zyl.-Dmr. und 610 mm Hub, die von zwei Kesseln von 2,78 m Dmr. mit Fox Wellrohren Dampf von 7 at erhält. Hülfsmaschinen.

Textilindustrie.

Woolen carding. Forts. (Text. World Rec. Sept. 07 S. 92/93*) Verschiedene Aufgebevorrichtungen für Wollkrempeln.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts (Text. World Rec. Sept. 07 S. 127/29*) Klöppelmaschinen für kreuzweise Bindung Zweiköpfige Maschine mit 27 Klöppeln. Maschine mit 36 Klöppeln.

Unfallverhütung

Die Lagerung der Mineralöle und der leichten Kohlenwasserstoffe. Von Braune. (Sozial-Technik[1]) 1. Okt. 07 S. 125/31*) Abdruck der vom Regierungs-Präsidenten von Köln erlassenen Polizeiverordnung und Darstellung von Entlüftvorrichtungen für große Brennstoffbehälter.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Thermal and power losses in internal-combustion engines. Von Burnand. (Engng. 4. Okt. 07 S. 445/46*) Der Verfasser unterscheidet zwischen Motoren mit Aussetzerregelung und solchen mit veränderlicher Umlaufzahl. Erörterungen über die Ergebnisse der im Hartley University College angestellten Versuche an einem Einzylindermotor von 170 mm Zyl.-Dmr., 381 mm Hub und 200 Uml./min mit Glührohr- und Hochspannungszündung. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

The new water and sewerage systems of Manila. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 292/94*) Die im Bau befindliche Wasserversorgung besteht aus einer Talsperre von 7,6 Mill. cbm Inhalt und einer 12 km langen Wasserleitung, die zum Teil als genietetes Eisenrohr von 106 cm Dmr., zum Teil als offenes Gerinne ausgeführt ist. Beschreibung der Abwässeranlage.

The circular tanks at the Lancaster filtration plant. (Eng. Rec. 14. Sept. 07 S. 298/300*) Die Reinigungsanlage für eine Wasserversorgung von 34000 cbm täglicher Leistung besteht aus einer Gruppe von Behältern für die chemische und 2 Gruppen für die mechanische Reinigung. Die in Eisenbeton hergestellten Behälter sind zum Teil kreisrund und haben ringförmige gleichachsige Kammern.

Direct and indirect methods of electrical purification of water. Von Leffmann. (Journ. Franklin Inst. Sept. 07 S. 205/16*) Beschreibung verschiedener Einrichtungen zum Ozonisieren von Trinkwasser. Versuchsergebnisse.

Zementindustrie.

Electricity for cement plants. Von Porter. (Eng. Rec. 21. Sept. 07 S. 313/14*) Allgemeines über den elektrischen Antrieb für Drehöfen und Mühlen in Zementfabriken.

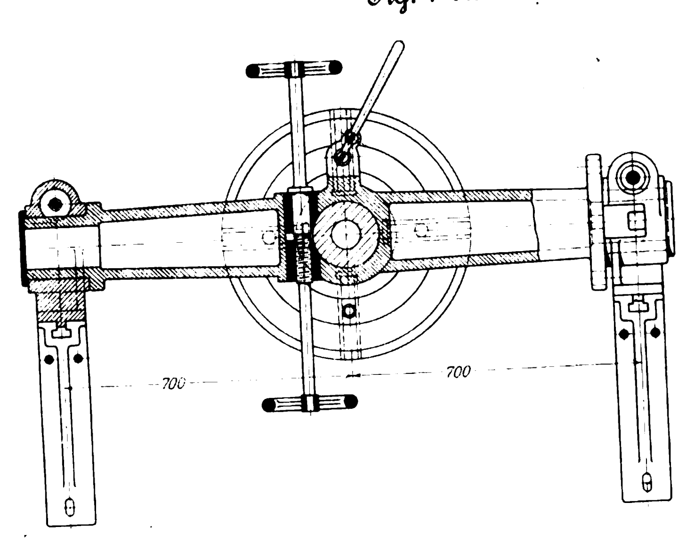
Zucker- und Stärkeindustrie.

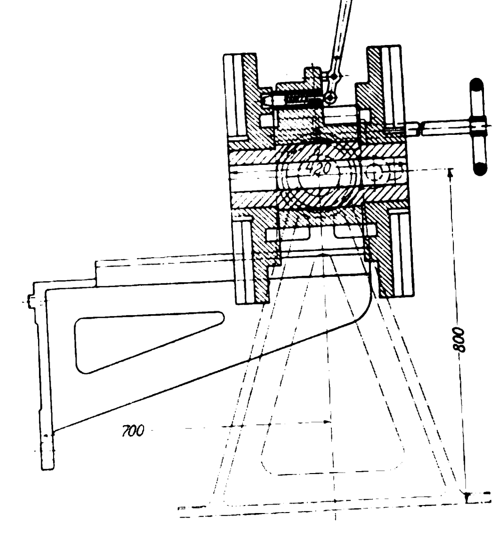
Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Forts. (Dingler 5. Okt. 07 S. 635/38*) Versuchsergebnisse des Preß-Diffusionsverfahrens von Hyroß-Rak in der Zuckerfabrik Böhmisch-Brod.

[1]) Neuer Titel der Zeitschrift »Gewerblich-Technischer Ratgeber«.

Rundschau.

Fig. 1 bis 3. Universal-Aufspannvorrichtung.





Für Werkstücke, die in verschiedenen Lagen namentlich auf der Bohrmaschine und auf kleineren Fräsmaschinen bearbeitet werden sollen, wird von der Gasmotoren-fabrik Deutz seit einiger Zeit der **Universal-Aufspann- und Wendebock,** Bauart Wolfensberger, mit gutem Erfolg angewendet. Die Vorrichtung, Fig. 1 bis 3, die in verschiedenen Größen ausgeführt wird, besteht aus zwei oder mehreren Aufspannplatten, die mit der Hand durch Schnecken- oder Schraubenantrieb um zwei aufeinander senkrechte Achsen gedreht werden können. Die Platten sind zu diesem Zweck in einem Balken gelagert, der selbst in zwei Lagern drehbar ist und je nach der Bestimmung der Vorrichtung entweder an der Seite des Aufspanntisches, s. Fig. 4, oder auch auf der Richtplatte aufgestellt werden kann, wenn es sich um Stücke handelt, die angerissen werden sollen. Mit dieser Vorrichtung lassen sich Werkstücke, selbst solche von ansehnlichen Abmessungen, z. B. ganze Maschinenrahmen, s. Fig. 5, bequem bearbeiten; nur werden in diesem Falle die beiden Säulen,

Fig. 4.

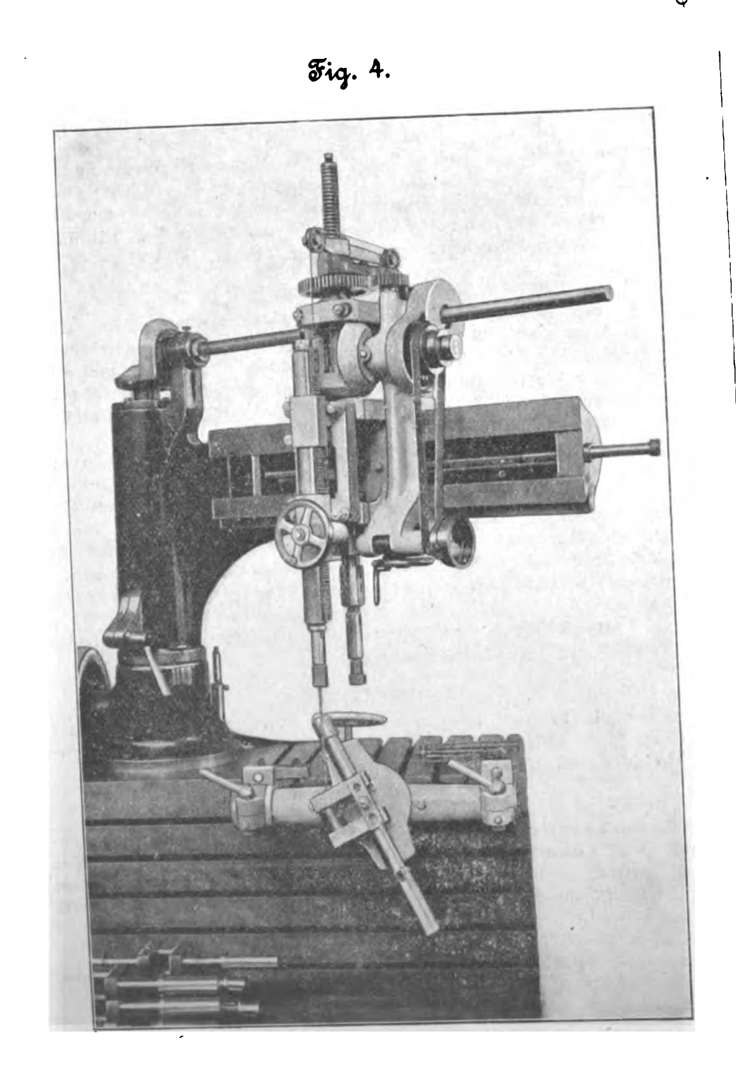
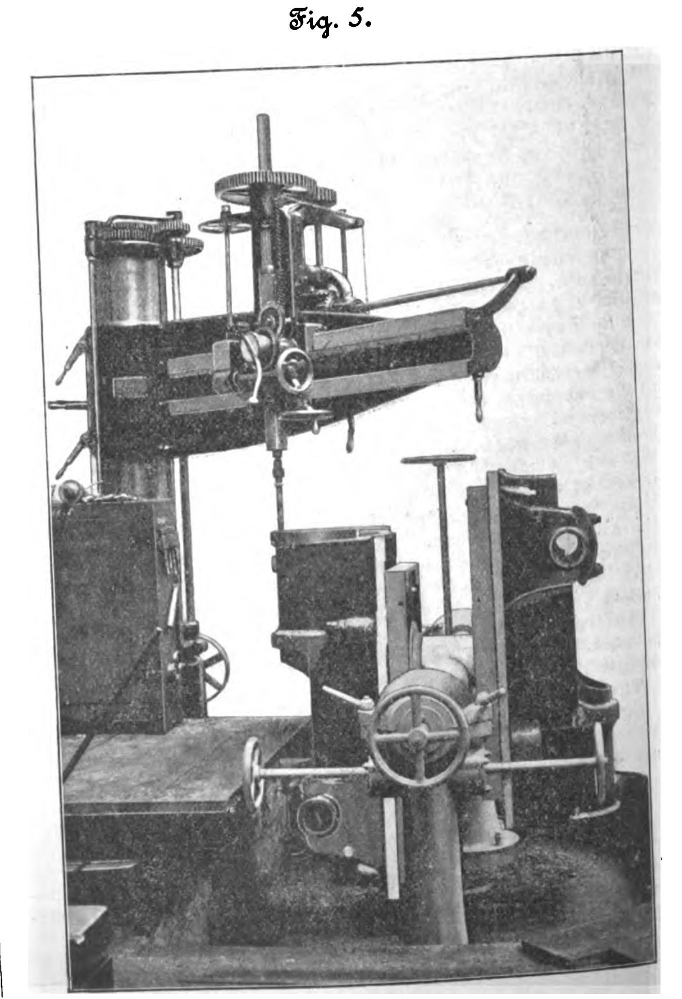


Fig. 5.

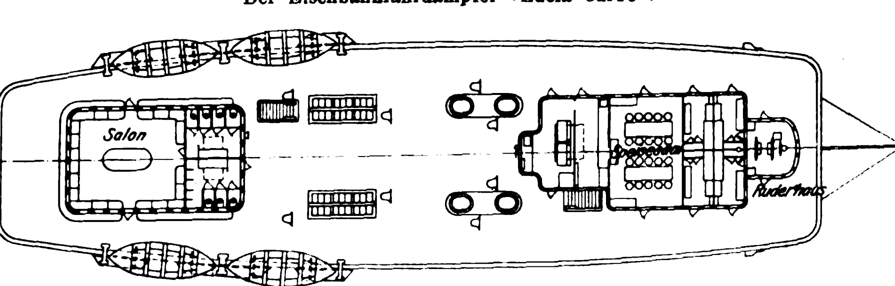


die den Balken tragen, neben der Maschine auf dem Boden aufgestellt. Bei Stücken, an denen viele verschiedene Bohrarbeiten auszuführen sind, läßt die Vorrichtung die kostspieligen, nur bei der Herstellung in großen Mengen wirtschaftlichen Bohrkasten entbehrlich erscheinen und ermöglicht dennoch, Zeitverluste, die durch das häufige Umspannen der Werkstücke verursacht werden, zu vermeiden.

Der in Fig. 6 bis 8 dargestellte **Eisenbahnfährdampfer »Lucia Carbo«** soll zur Verbindung der Endbahnhöfe in Buenos Aires mit den im Mündungsgebiet des La Plata in der argentinischen Provinz Entre Rios endigenden Eisenbahnlinien dienen[1]). Das Schiff soll Personen- und Güterzüge aufnehmen und sie über eine Strecke von etwa 80 km im Flußgebiet des La Plata befördern. Das von A. & J. Inglis Ltd. in Glasgow gebaute Fahrzeug ist 90 m zwischen den Loten lang, 17 m breit und vom Kiel bis zum Hauptdeck 5,6 m hoch. Um die drei Gleise aufzunehmen, ist das Hauptdeck besonders kräftig auf]-Querträgern gelagert. Ankerwinden, Verholspille und Steuermaschine sind, um das Hauptdeck nach Möglichkeit frei zu halten, auf dem Unterdeck im Vorschiff untergebracht. Auch die Räume für die Besatzung, Küche usw. befinden sich hier. Den Fahrgästen, die während der längeren Reise natürlich nicht in den Eisenbahnwagen bleiben werden, stehen bequem eingerichtete Räume auf dem luftigen Oberdeck zur Verfügung, das auf zwei seitlich angeordneten Reihen von Gitterträgern ruht.

Fig. 6 und 7.

Der Eisenbahnfährdampfer »Lucia Carbo«.



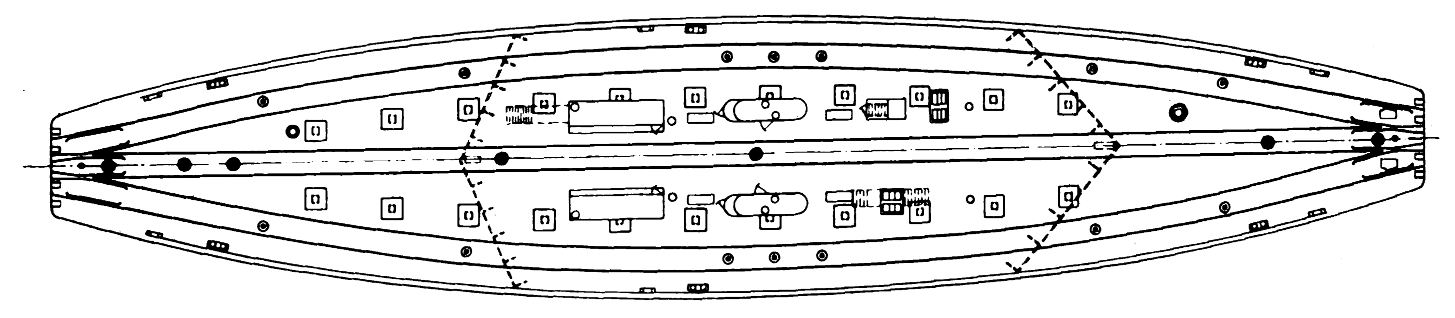
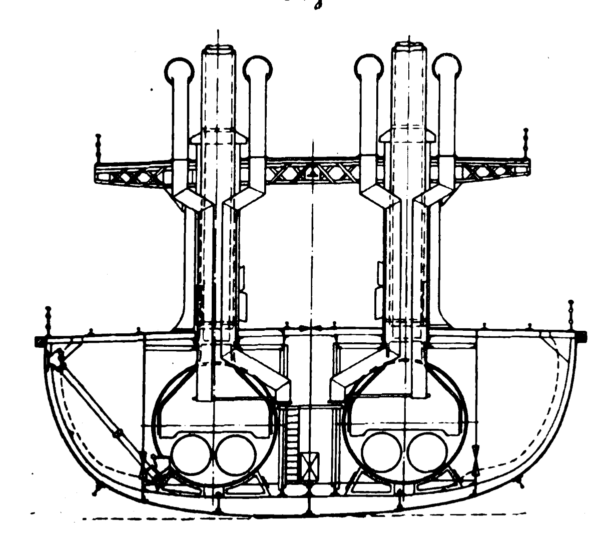


Fig. 8.



Zum Antrieb des Fährschiffes dienen zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen 2250 PS_i mit 432, 711 und 1168 mm Zyl.-Dmr. und 762 mm Hub. Der Abdampf der Maschinen strömt in einen gemeinsamen Oberflächenkondensator von 395 qm Kühlfläche. Die Handhebel zum Bedienen der Entwässerhähne, der Dampfzylinder, der Absperrventile und der Umsteuermaschinen sind so angeordnet, daß beide Maschinen von nur einem Maschinisten bedient werden können. Dampf wird mit 12 at in vier gewöhnlichen Zylinderkesseln von zusammen 688 qm Heizfläche und 19 qm Rostfläche erzeugt.

Bei den Probefahrten erreichte das Schiff bei 150 Uml./min der Maschinen eine Geschwindigkeit von 14,5 Knoten. Seitdem ist es unter eigenem Dampf in ungefähr vier Wochen von Glasgow nach dem La Plata gefahren, um dort demnächst in den Betrieb eingestellt zu werden.

Die **grofse Mallet-Verbundlokomotive** der Baltimore and Ohio-Bahn, die auf der Ausstellung in St. Louis 1904 vorgeführt worden ist[1]), wird durch **neuere Ausführungen** weit übertroffen[2]). Eine im Jahr 1906 für die Great Northern-Bahn erbaute 6/8-gekuppelte Lokomotive, die im Gegensatz zu der vorstehend erwähnten für den regelmäßigen Zugdienst verwendet wird, hat geringeres Adhäsionsgewicht bei größerem Gesamtgewicht und ist mit einer vorderen und einer hinteren Laufachse versehen, um Krümmungen bis 175 m Halbmesser befahren zu können. Eine andre, an die Erie-Eisenbahn gelieferte Lokomotive ist 8/8-gekuppelt und bei 182 t Betriebs- und Adhäsionsgewicht wohl überhaupt die größte bis jetzt gebaute Lokomotive der Welt. Nachstehend sind die wichtigsten Abmessungen der genannten Lokomotiven zusammengestellt.

Eigentümer		Baltimore and Ohio	Great Northern	Erie
Anordnung der Achsen		3-3	1-3-3-1	4-4
Zyl.-Dmr. Hochdruck	mm	508	546	635
» Niederdruck	»	812	838	990
Hub	»	812	813	711
Treibraddurchmesser	»	1425	1400	1295
Gesamtachsstand	m	9,35	13,7	11,95
Zugkraft (Verbundwirkung)	kg	32000	32600	43000
Adhäsionsgewicht	t	152	143,5	182
Dienstgewicht	»	152	162	182
Kohlenvorrat } auf dem Tender	»	11,8	11,8	14,5
Wasservorrat } auf dem Tender	cbm	22,7	30,3	32,1

Nach dem II. (statistischen) Teil des **Jahresberichtes des Vereines für die bergbaulichen Interessen im Oberbergamtsbezirk Dortmund für das Jahr 1906** hat die Kohlengewinnung der ganzen Welt im Jahr 1906 annähernd 1000 Mill. t betragen, gegenüber 940 Mill. t im Vorjahre. Davon entfallen 19 vH auf Deutschland, das zusammen mit den Vereinigten Staaten und Großbritannien wie im vorhergehenden Jahre 82 vH zur Welterzeugung beigetragen hat. Die Steinkohlengewinnung des Deutschen Reiches hat 137,1 Mill. t betragen und um 13,04 vH gegen 1905 zugenommen. Der Wert der deutschen Steinkohlenförderung stellt sich auf 1225 Mill. ℳ

[1]) Engineering 6. September 1907 S. 332.

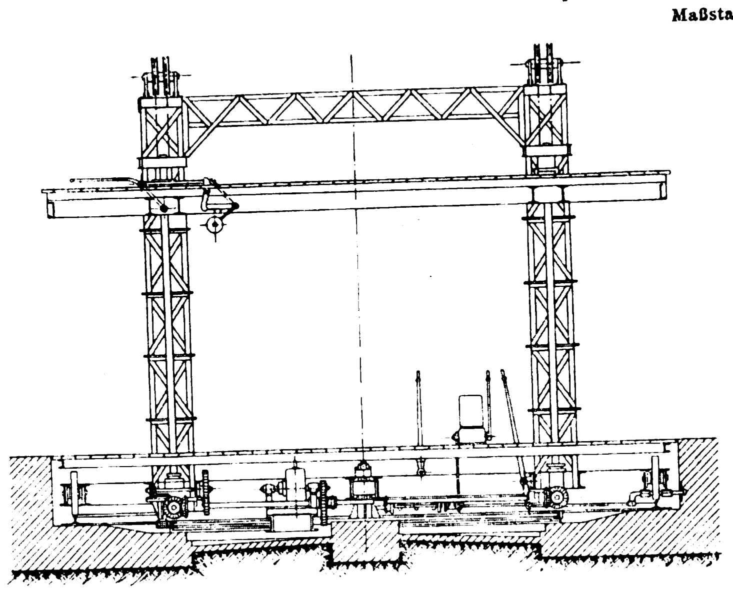
[1]) s. Z. 1904 S. 1592; 1905 S. 1748.

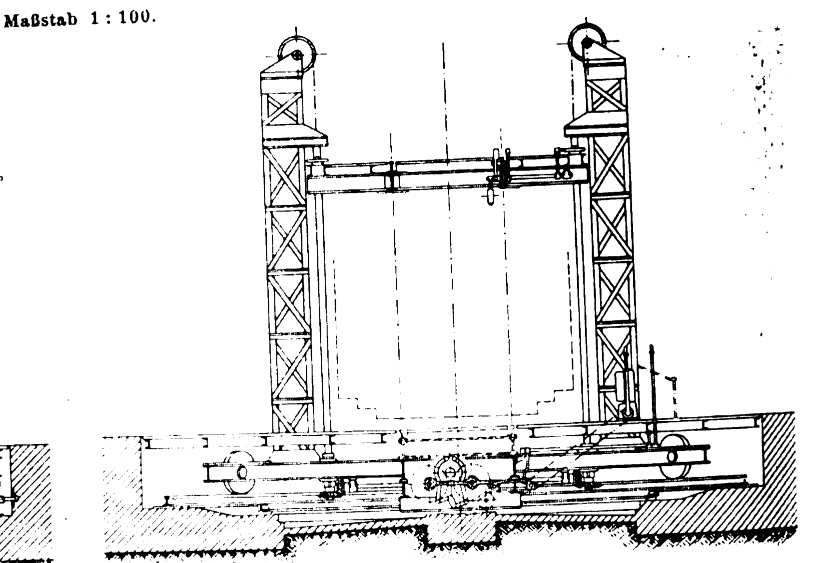
[2]) The Engineer 4. Oktober 1907.

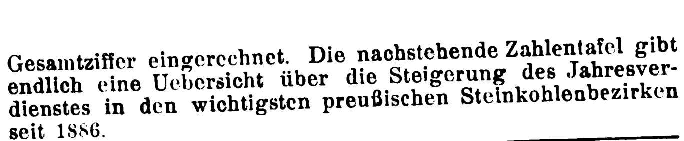
gegen 1050 Mill. *M* im Vorjahr, also auf 8,93 *M*/t, oder 27 Pfg/t mehr als im Vorjahr. Einschließlich Braunkohlen und Koks wird der Gesamtwert der deutschen Bergwerkerzeugnisse auf 1637 Mill. *M* geschätzt und weist gegen 1905 eine Steigerung von 219 Mill. *M* (15,45 vH) auf. In bezug auf den gesamten Kohlenverbrauch zeigen die Vereinigten Staaten mit 368 Mill. t seit 1895 die größte Zunahme; dagegen ist ihnen Großbritannien mit 180 Mill t in der Höhe des auf den Kopf bezogenen Kohlenverbrauches (4,1 gegen 4,0 t) noch immer überlegen. Der gesamte Kohlenverbrauch Deutschlands von 191,6 Mill. t (3,2 t auf den Kopf) hat im Berichtjahre denjenigen Großbritanniens zum erstenmal um 11,7 Mill. t übertroffen; allerdings ist für Deutschland der Verbrauch an Braunkohle mit etwa 1/3 der

Fig. 9 bis 11. Drehscheibe mit Hebewerk.

Maßstab 1 : 100.







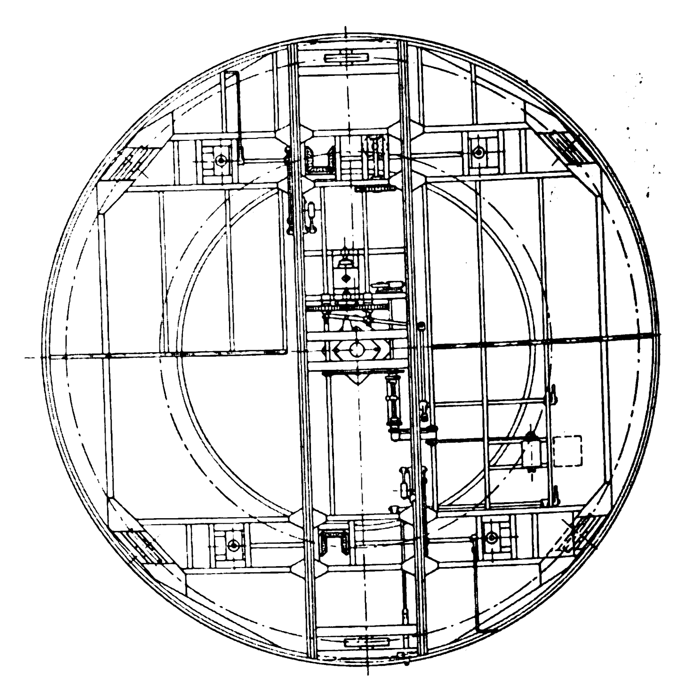
Gesamtziffer eingerechnet. Die nachstehende Zahlentafel gibt endlich eine Uebersicht über die Steigerung des Jahresverdienstes in den wichtigsten preußischen Steinkohlenbezirken seit 1886.

	Jahresverdienst eines Mannes der Gesamtbelegschaft *M*		Jahresverdienst eines unterirdisch beschäftigten Bergarbeiters *M*	
	1886	1906	1886	1906
Oberbergamtsbezirk Dortmund	772	1402	884	1664
Oberschlesien	490	924	536	1037
Saarbezirk	809	1146	836	1283
Niederschlesien	586	924	615	993
Aachener Bezirk (seit 1890)	878	1354	991	1484

Für die Spiegelmanufaktur Stolberg in St. Gobain haben die Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke in Frankfurt a. M. ein eigenartiges Hebewerk geliefert, dessen Konstruktion die Aufgabe zugrunde lag, normalspurige Eisenbahnwagen von einem an der Fabrik entlang laufenden Anschlußgleis abzuheben und einem im ersten Stockwerk des Fabrikbaues befindlichen, mit dem Anschlußgleis einen Winkel bildenden Fabrikgleis zuzuführen. Die Wagen müssen also gehoben und gedreht werden. Zu diesem Zweck wurde von der liefernden Firma ein mit einer **Drehscheibe vereinigtes Hebewerk** entworfen und mit elektrischem Antrieb ausgerüstet; s. Fig. 9 bis 12. Die Einrichtung, deren mechanischer Teil in den Werkstätten von C. Schenck, Darmstadt, hergestellt wurde, ist in ihrer Durchbildung bemerkenswert und möge daher im folgenden kurz beschrieben werden.

Der Höhenunterschied zwischen dem Anschlußgleis und dem Fabrikgleis beträgt 3,6 m. Die Hubgeschwindigkeit ist zu 0,06 m/sk angenommen, so daß der Hub in einer Minute vollendet wird. Die Drehung der Wagen beträgt 90° und beansprucht 30 sk. Die zu hebenden Wagen haben 2000 kg Eigengewicht und 5000 kg Tragfähigkeit; doch ist die Scheibe so kräftig gebaut, daß sie auch unter Güterwagen mit größerer Belastung gedreht werden kann.

Die Drehscheibe von 8500 mm Dmr. stützt sich auf einen einstellbaren Königstuhl mit stählerner Spurplatte und Spurpfanne aus Bronze und wird am äußeren Umfang durch 6 Laufrollen geführt. Der Drehscheibenkörper trägt vier in Gitterwerk ausgeführte, an ihrem oberen Ende zu je zweien verbundene Türme, an denen vier Spindeln gelagert sind. Auf den Muttern, die auf diesen Spindeln laufen, ruht mittels Querbalken mit Kugelbewegung eine Plattform von etwa 8,5 × 1,6 m, die die Fahrschienen trägt. Die Muttern bestehen aus zwei Teilen, um den toten Gang möglichst zu vermindern. Durch Gegengewichte, die in den Gitterträgern geführt und



durch Drahtseile mit der Plattform verbunden sind, ist das Gewicht der letzteren nebst Nutzlast zum Teil ausgeglichen, und es ist so eine möglichst gleichmäßige Beanspruchung des Motors erzielt. Die Spindeln haben in der Richtung der Schienen 5280 mm, quer dazu 3500 mm Achsenabstand und stützen sich unten auf Kugellager, während sie oben in einstellbaren Halslagern geführt sind.

Zum Antrieb der Scheibe und des Hubwerkes dient ein gemeinschaftlicher Nebenschlußmotor von 7 PS, der mittels eines Umkehrschalters gesteuert wird. Die einzelnen Bewegungen werden mit Klauenkupplungen eingerückt, die vom Führerstand aus durch einen Handhebel zu betätigen sind.

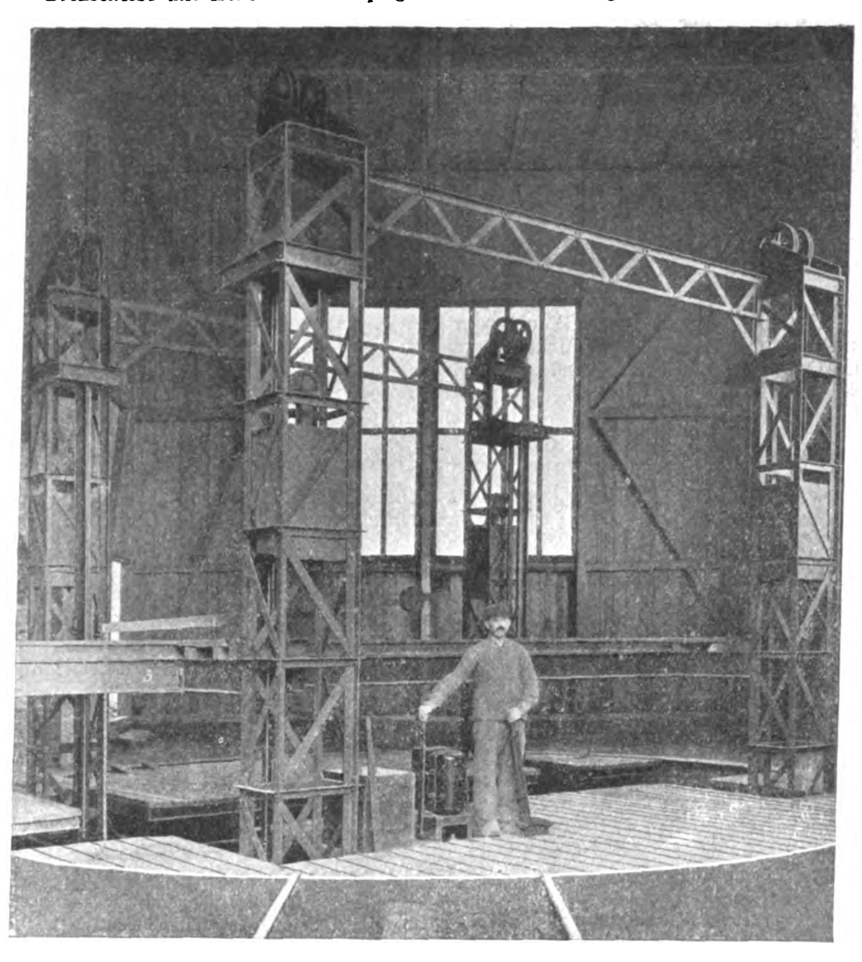
Damit das Hubwerk nicht über seine Endstellungen hin-

ausfahren kann, ist mit seiner Stirnradvorgelegewelle eine Vorrichtung verbunden, die den Steuerschalter, sobald die höchste oder tiefste Stellung der Plattform erreicht ist, in seine Nullstellung zurückführt. Diese Vorrichtung besteht im wesentlichen aus einer durch einen drehbaren Rahmen hindurchtretenden Spindel, auf der eine Mutter läuft. Diese ist im Rahmen geführt und kuppelt in ihren Endstellungen, die denen des Hubwerkes entsprechen, Rahmen und Spindel, so daß ersterer gedreht wird und den mit ihm durch Gelenkketten verbundenen Steuerschalter in die Nullstellung zurückführt. Eine mit der Endausschaltung verbundene, auf die Motorwelle wirkende Bremse bringt den Motor und damit das Hubwerk bei Erreichung der Endstellungen sofort zum Stillstand.

Der Wendeschalter ist mit den zugehörigen Widerständen seitlich auf der Drehscheibe aufgestellt. Mit der rechten Hand bedient der Führer den Schalthebel, mit der linken den Kupplungshebel. Ein dritter am Führerstand angebrachter Hebel betätigt eine am Umfange der Drehscheibe angeordnete Verriegelung. Die Eisenbahnwagen werden auf der Plattform durch eine Sperrung festgehalten, die nach Erreichung der unteren Endstellung des Hubwerkes selbsttätig und beim Auf- und Abfahren der Wagen in der höchsten Stellung durch einen Fußhebel gelöst wird. C.

Fig. 12.

Drehscheibe mit Hebewerk der Spiegelmanufaktur Stolberg in St. Gobain (Rhld.).



Unter den für die **französische Marine** zurzeit im Bau begriffenen **Unterseebooten** befinden sich mehrere von verhältnismäßig großer Geschwindigkeit. Ihre Abmessungen sind in der nachstehenden Zusammenstellung verzeichnet:

Bezeichnung	Konstrukteur	Wasserverdrängung t	Länge m	Breite m	Tauchung m	Maschinenleistung PSi	Schraubenzahl	Geschwindigkeit Seemeilen	Torpedorohre	Besatzung: Offiziere, Mannschaften
Q 73	Hutter	577	60,54	5,63	4,09	1700	2	15	7	3; 23
Q 74	Radiguer	530	64,75	4,30	3,74	1440	—	15	6	3; 25
Q 82	Bourdelle	555	56,20	5,52	3,03	1560	—	15	7	3; 22
Q 89	Maurice	355	44,00	4,00	3,58	1300	—	15,8	—	2; 18

Im vergangenen Monat ist die letzte Hafenmauer, welche den Abschluß des neuen **Seehafens in Dover** bildet, vollendet worden. Der Ausbau des gewaltigen neuen Hafens wurde im Jahr 1896 begonnen; bis die endgültigen Einrichtungen des gesamten Hafens und der Nebenanlagen fertiggestellt sind, werden noch etwa zwei Jahre vergehen. In einem großen Teile des Hafenbeckens beträgt die Tiefe heute bereits 12 m bei Ebbe. Der übrige Teil des Hafens soll auch auf mindestens 10,6 m bei Niedrigwasser vertieft werden. Die drei hauptsächlichen Hafenmauern, welche den Schutz nach der Seeseite bilden, sind zusammen rd. 3 km lang; hierzu ist noch die bereits früher gebaute alte Hafenmauer, der Admiralty Pier, von 609 m Länge zu rechnen. Dieser Teil des Hafens soll weiter für den Verkehr der regelmäßigen Postdampferlinien Ostende-Dover und Calais-Dover benutzt werden. Rd. 20 Mill. ℳ sind noch ausgeworfen, nur um diese Anlagen weiter auszubauen. Die Gesamtkosten für die neuen Hafenanlagen in Dover werden nach endgültiger Fertigstellung rd. 100 Mill. ℳ betragen.

Um das Hindernis, das die etwa 70 km lange Kap Cod-Halbinsel der Küstenschiffahrt zwischen New York und Boston bereitet, zu beseitigen, ist der **Bau des** seit vielen Jahren geplanten **Cod-Kap-Kanales** von der Firma Aug. Belmont & Cie. nunmehr in Angriff genommen worden. Der Kanal ist rd. 13 km lang und verbindet in fast gerader Linie die Kap Cod-Bai bei Sandwich mit der südlich die Halbinsel bespülenden Buzzard-Bai, in der noch eine 6,4 km lange Fahrrinne auszubaggern ist. Der Kanal erhält 7,6 m Mindesttiefe bei niedrigem Wasserstande, 38 m Sohlenbreite, 75 bis 90 m Wasserspiegelbreite und vier verbreiterte Ausweichstellen. Die Kosten, die auf 42 Mill. ℳ veranschlagt sind, sollen durch Kanalgebühren gedeckt werden. Der Vorteil des Kanales liegt nicht nur darin, daß der Wasserweg von New York nach Boston um 90 Seemeilen abgekürzt wird, sondern auch darin, daß die Sicherheit der Wassertransporte bedeutend erhöht ist; denn auf die Umgebung des Cod-Kaps entfallen 23 vH aller Schiffsunfälle an der Küste zwischen Norfolk und Maine. (Zeitung des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen 2. Okt. 1907)

Die dritte transatlantische Reise der »**Lusitania**« ist erfolgreicher gewesen als die beiden vorangegangenen, da hierbei auf der Strecke von Daunts Rock (Irland) nach Sandy Hook eine **mittlere Geschwindigkeit von 24,0 Knoten** erreicht wurde. Die Fahrtdauer zwischen den genannten Punkten betrug 4 Tage 19 Stunden 52 Minuten, die Etmale 590, 608, 617, 600 und 324 Knoten. Hiermit ist ein neuer Schnelligkeitsrekord aufgestellt, trotzdem die »Lusitania« noch nicht die in den Baubedingungen festgesetzte mittlere Ozeangeschwindigkeit von 24,5 Knoten erreicht hat. Aus der diesmaligen Reise läßt sich ferner folgern, daß die Befürchtungen, das Schiff könne wegen der starken Erschütterungen des Schiffskörpers die Turbinen nicht voll beanspruchen, anscheinend nicht berechtigt sind. Ueber den Kohlenverbrauch werden noch keine genaueren Angaben gemacht. Es läßt sich aber nach den bisherigen Versuchen mit Turbinenschiffen ohne weiteres annehmen, daß bei vollerer Ausnutzung der Turbinen der Kohlenverbrauch im Verhältnis zur Leistung niedriger wird.

Ueber die Leistungen des neuen Schnelldampfers des Norddeutschen Lloyds »Kronprinzessin Cecilie«[1]), der bereits seine vierte transatlantische Reise gemacht hat, ist noch wenig bekannt geworden. Da das Schiff etwas stärkere Maschinen als der Schnelldampfer »Kaiser Wilhelm II« erhalten hat, dem es im übrigen ziemlich ähnelt, so hatte man mit einer Geschwindigkeit von etwa 23,5 Knoten gerechnet. Wenn man nach den Erfahrungen, die mit den älteren deutschen Schnelldampfern gemacht sind, urteilen will, so wird der Dampfer »Kronprinzessin Cecilie« nach etwa halbjährigem Betrieb die höchste Geschwindigkeit erreichen.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1551.

Die **Zugbeleuchtung durch hängendes Gasglühlicht** hat sich auf den Preußischen Staatseisenbahnen so gut bewährt, daß ihre allgemeine Einführung beschlossen ist. Es wird nun wieder reines Fettgas verwendet, da das bisherige Mischgas Kieselsäure enthielt, welche die Glühstrümpfe in kurzer Zeit zerstörte. Infolge der Anwendung von hängendem Gasglühlicht wird trotz Erhöhung der Leuchtkraft der Gasverbrauch geringer als bei Mischgasbeleuchtung. Die bisher versuchten Glühstrümpfe für hängendes Glühlicht haben den Anforderungen des Eisenbahnbetriebes in jeder Beziehung entsprochen, da sie sich trotz der ständigen Erschütterung monatelang gehalten haben.

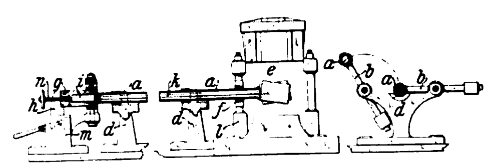
Die **Einführung des elektrischen Betriebes auf der Wengernalpbahn**[1]) ist von der Bahngesellschaft nach einem von der Elektrizitätsgesellschaft Alioth ausgearbeiteten Plan beschlossen worden. Als Betriebstrom wird Gleichstrom von 1500 V Spannung benutzt, der von einem Umformerwerk in Wengen geliefert wird. Das Umformerwerk wird aus den Kraftwerken Burglauenen und Lauterbrunnen mit Drehstrom von 7000 V und 40 Per./sk gespeist. Zur Unterstützung der drei in Wengen vorgesehenen Zweimaschinenumformer wird eine Doppel-Akkumulatorenbatterie mit 2 × 736 Zellen von 513 Amp-st Kapazität in zwei parallelen Gruppen benutzt, und außerdem soll hier zum erstenmal in Europa eine fahrbare Umformerstelle verwendet werden. Der Strom wird den Lokomotiven durch einen Fahrdraht zugeführt. Zum Betriebe der Züge sollen Lokomotiven mit je zwei 150 pferdigen Reihenschlußmotoren dienen, die wegen der hohen Fahrdrahtspannung ständig hintereinander geschaltet sein müssen.

[1]) s. Z. 1898 S. 457.

In dem neuen Programm 1907/08 der Technischen Hochschule zu Berlin sind zum erstenmale Vorlesungen und Uebungen über **Werfteinrichtungen und Werftbetrieb** enthalten; mit dem Unterricht in diesen Fächern, die auch in die Diplomprüfung aufgenommen sind, ist Professor W. Laas vom Minister beauftragt worden. Mit diesem neuen Unterricht geht die Abteilung für Schiff- und Schiffsmaschinenbau wieder einen Schritt vorwärts in der praktischen Ausbildung der Schiffbauingenieure.

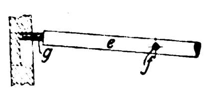
Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 186978. Ausführrohre für Schrägwalzwerke. O. Heer, Zürich. Die die Dornstange *k* tragenden Ausführrohre *a* sind in Böcken *d* an Armen *b* derart schwingbar gelagert, daß jedes der beiden Rohre, die wechselweise in Gebrauch genommen werden, in die gleiche zentrische Lage zu dem Walzwerk *e* gebracht werden kann.

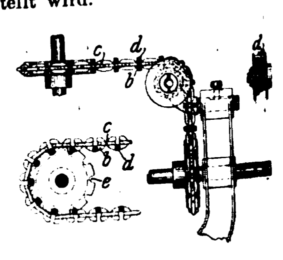


Auf ihnen befestigte kegelförmige Stücke *f* und *g*, die in entsprechende Bohrungen am Walzengestell *l* und am Ständer *m* mittels der stehenden Gleitzunge *h* eingepreßt werden, sichern während des Walzens die zentrale Lage der Rohre *a*. In dem Stück *g* führt sich das die Dornstange *k* tragende Druckstück *i*, das unter dem Einfluß der Spindel *n* steht.

Kl. 49. Nr. 186752. Verfahren zum Langlochbohren und Fräsen. L. Lubin, Clichy, Frankr. Dem Schneidwerkzeug *g*, dessen Schneidkanten nicht über den Werkzeugschaft *e* hervorragen, wird außer der Drehbewegung um die eigene Achse noch eine Schwingbewegung um einen festen Punkt *f* in der Längsrichtung des Langloches erteilt. Da hierbei das Werkzeug in den Endstellungen schräg zu den Wandungen des Langloches gerichtet ist, so kann es, auch wenn es nur geringen Durchmesser hat, nicht von der Wand abgebogen werden. Infolgedessen bleiben die Lochwandungen, sofern nur der Ausschlag der Arbeitspindel *e* unverändert bleibt, parallel zu einander.



Kl. 10. Nr. 186934. Doppelter Koksofenverschluß. Heinrich Koppers, Essen (Ruhr). Vor den Ofenkammern *h* ist ein bis auf eine obere verschließbare Oeffnung *g* und eine vordere Türöffnung allseitig geschlossener Vorbau *c e* befestigt, in dem eine feuerfeste, durch die Oeffnung *g* hochziehbare, als Feuerschirm dienende Tür *i* gelagert ist. Der Vorbau wird nach außen durch eine Tür *n* abgeschlossen, die mittels eines elastischen Körpers *r* auf dem vorspringenden Wulste *m* des Vorbaues *c* abgedichtet wird. Der Raum zwischen den beiden Türen wird während der Verkokung mit Gas gefüllt gehalten, das aus der Gasrückleitung *u* durch ein Rohr *t* eingeleitet wird. Auf der Koksausdrückseite wird beim Ausdrücken des Kokskuchens ein Wagen mit umlegbarer Brücke *y* und Seitenführungen *x* vorgefahren, wodurch die Verbindung zwischen der Kokskammer *h* und dem Koksplatz *z* hergestellt wird.



Kl. 49. Nr. 186911. Treibkette für Bohrmaschinen. F Bartsch, Königsberg i. Pr. Die aus abwechselnd offenen und geschlossenen, leicht in einander zu hakenden Gliedern bestehende Kette hat an den offenen, in der Ebene der Kettenräder liegenden Gliedern *b* runde Treibzapfen *d*, die sich in halbrunde Vertiefungen *e* der Kettenrollen legen, während sich die geschlossenen Glieder *c* gegen deren Umfang legen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Schornsteinwärmespannungen.

Verehrliche Schriftleitung!

In einer Zuschrift, die sich auf meine Arbeit (Z. 1907 S. 1315) bezieht, sagt Hr. Duffing (Z. 1907 S. 1520), daß vor der Abhandlung des Hrn. Lorenz (Z. 1907 S. 743) die technische Literatur über diesen Gegenstand (Temperaturspannungen in Hohlzylindern) nichts gebracht habe. Es dürfte daher nicht unangebracht sein, wenn ich einige Arbeiten nenne, die schon früher erschienen sind: Der Schornsteinbau 1906, Hannover, Helwig; Zur Theorie der Wärmespannungen runder Schornsteine, Allgemeine Ingenieurzeitung 1904; Spannungen und Formänderungen eines Hohlzylinders und einer Hohlkugel, unter Annahme eines linearen Temperaturverteilungsgesetzes, Z. f. Math. u. Physik 1905; Ueber die Temperaturspannungen in runden Schornsteinen, Czasopismo Techniznego 1906 (s. auch Föppl, Bd. V der Vorlesungen über technische Mechanik); Ueber die Wärmespannungen in runden Schornsteinen, Verlag Fromme 1906; Ueber Wärmespannungen, Bautechniker 1905; Lexikon des Schornsteinbaues und deren Reparaturen, Köln 1906, Verlag Büschl; Die Schornsteinwärmespannungen, Bautechniker 1907 (15. Februar; enthält vergleichende Rechnungen; s. auch Dinglers polytechn. Journal 1907 S. 316 und Oesterr. polytechn. Zeitschrift 1907 S. 108 usw.).

Hochachtungsvoll

Alfons Leon.

Wien, 5. Oktober 1907.

Messungen an Motorwagen.

Geehrte Redaktion!

Hr. Fehrmann hat mich darauf aufmerksam gemacht, daß die in meiner Arbeit »Messungen an Motorwagen« in Nr. 40 dieser Zeitschrift ausgesprochene Kritik seines Meßverfahrens mißverständlich auf den ganzen Umfang seiner Versuchsarbeit ausgedehnt werden könnte. Ich nehme daher keinen Anstand, zu erklären, daß das von mir keineswegs beabsichtigt worden ist. Meine Kritik stützt sich auf die von mir mitgeteilten Versuchsergebnisse und trifft naturgemäß in erster Linie diejenigen Wagen, an denen diese Ergebnisse ermittelt worden sind.

A. Heller.

Berlin, 14. Oktober 1907.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

3777

1720

ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 43. **Sonnabend, den 26. Oktober 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Die Entwicklung und Bedeutung der Dampfschaufeln.[1]

Von Dipl.-Ing. **R. Richter**, Berlin.

Nach Angaben des Amerikaners Herrmann wurde die erste Dampfschaufel im Jahr 1840 von Otis konstruiert und ihm darauf auch ein Patent erteilt; aber erst etwa 30 Jahre später fand diese Maschine etwas allgemeinere Verbreitung. Amerika bot gerade zu jener Zeit ein vorzüglich geeignetes Anwendungsgebiet: zahlreiche lange Eisenbahnlinien waren möglichst rasch bis weit in das Innere des Landes hinein zu bauen, Arbeitskräfte waren nur schwer und gegen hohen Lohn zu haben; dabei war der Boden meist schwierig zu bearbeiten, oft genug waren Einschnitte durch festes Gebirge zu machen. Hierfür konnte der stetig arbeitende Eimerkettenbagger teilweise gar nicht in Frage kommen; es war meist eine Grabemaschine erforderlich, die, wenn sie einmal ein Stück zähen, wurzeldurchwachsenen Bodens oder einen schweren Stein gefaßt hatte, dieses Stück auch betriebsicher aufnehmen und in den Transportwagen verladen konnte. So erklärt sich die außerordentlich große Verbreitung der Dampfschaufel, insbesondere im Vergleich zum Eimerkettenbagger, in Amerika. Dabei ist die Dampfschaufel nicht bloß eine sehr brauchbare Grabemaschine, sondern allein schon eine vorzügliche Verlademaschine für Massengüter. Der Bau des Panamakanales wäre ohne Verwendung von Dampfschaufeln wohl kaum denkbar.

Fig. 1.

95 t-Bucyrus-Schaufel für den Culebra-Einschnitt des Panamakanales.



Firmen, die sich mit dem Bau von Dampfschaufeln beschäftigen, sind die Marion Steam Shovel Company, Ohio, deren größte Schaufel 95 t Konstruktionsgewicht und 3,8 cbm Baggerlöffelinhalt hat und bei etwa 300 PS_i größter Hubmaschinenleistung und 5 m Hubhöhe des Baggerlöffels für eine größte Schnittweite von etwa 20 m bei Einschnittbetrieb bestimmt ist; ferner die Vulcan Iron Works Company, Toledo, Ohio, deren größte Schaufel mit rd. 4,8 cbm Löffelinhalt einen normalen zweiachsigen Güterwagen mit zwei Baggerlöffelentleerungen füllen kann, die Bucyrus Company, South Milwaukee, Wisc., die eine große Anzahl Schaufeln für den Bau des Panamakanales geliefert hat, Fig. 1, die Atlantic Equipment Company, New York, die Thew Automatic Shovel Company, Ohio, die Toledo Foundry and Machine Co., Toledo, Ohio, die Allis-Chalmers Co., Milwaukee, Wisc., u. a. m.

Als Kennzeichen der amerikanischen Bauart können im allgemeinen gelten:

vorwiegende Benutzung der konstruktiv sehr gefälligen A-Rahmenkonstruktion,

möglichste Verwendung des Dampfeinzelantriebes zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Schaufel,

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder postfrei für 45 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Herstellung von Dampfschaufeln allergrößter Leistungsfähigkeit, bis zu 100 t Konstruktionsgewicht.

Zu Anfang des Dampfschaufelbaues, als man zunächst mehr darauf sah, eine Grabemaschine zu haben, die auch in schwierigem Boden nicht versagte, während die Ansprüche an eine große Massenleistung noch nicht so hoch gingen, kam man mit einer einzigen Dampfmaschine aus, von der durch Reibkupplung und Kegelräder-Wendegetriebe, wie beim fahrbaren Dampfdrehkran, alle Bewegungen für Heben, Schwenken und Fahren abgeleitet wurden. Mit den stetig wachsenden Ansprüchen an die Leistung kam man dann ganz von selbst zu einer andern Form, zur Dreimotoren-Schaufel.

Bei der Dreimotoren-Schaufel kann der Ausleger während des Hebens des Baggerlöffels geschwenkt werden, es ist also bei getrenntem Hub- und Schwenkwerk ein wesentlich rascheres Arbeiten möglich.

Vorschub-Triebwerk und Schwenkwerk erfordern eine viel geringere Maschinenleistung als das Hubwerk, etwa nur ein Drittel; die beiden Maschinen für die erstgenannten Zwecke können maßgleich gemacht werden, und da bei ihnen der Dampfverbrauch nicht sehr ins Gewicht fällt, können sie möglichst billig, mit einfachem zentralem Einlaßdrosselschieber und einfacher Hubsteuerung ausgeführt werden. Ferner gestattet die getrennte Ausführung von Vorschub- und Schwenktriebwerk eine bequemere Handhabung des Baggerlöffels, insbesondere auch zur Herstellung einer möglichst ebenen Sohle. Die Hubwerkmaschine braucht nur für die reine Hebeleistung gebaut zu werden und kann mit Kulissensteuerung versehen sein. Bei Einzelantrieb fallen endlich die lästigen Uebertragungsmittel, wie Wellenleitungen, Kegelräder und Reibwendegetriebe, fort, das Triebwerk wird einfacher und betriebsicherer gegenüber den stark wechselnden Arbeitswiderständen, der Kraftverbrauch geringer und die Bedienung ungefährlicher.

Beim allgemeinen Aufbau der Dampfschaufel unterscheidet man zwei Formen:

die Drehscheibenform, die hauptsächlich für leichtere Schaufeln Verwendung findet, und

die *A*-Rahmenform für größere Leistungen.

Die Dampfschaufel wird für Einschnitt-, Seiten- und Rückwärtsbaggerung benutzt.

Bei der Einschnittbaggerung oder Baggerung vor Kopf, wo ein Eisenbahn- oder Wegeinschnitt durch entsprechendes Gelände herzustellen ist, muß sich die Schaufel erst ihren Weg bahnen, und es können deshalb die Transportgleise nur bis an die Schaufel heran-, nicht aber an ihr vorbeigeführt werden. Die Wagenbewegung ist demnach unstetig und etwas umständlich. Verhältnismäßig am vorteilhaftesten arbeitet in diesem Falle noch die Drehscheibenschaufel, weil sie nicht bloß rechts und links neben sich, sondern auch im Rücken noch einen oder zwei Transportwagen zu beladen gestattet; s. Fig. 2. Zweckmäßig ist dabei die Schaufel noch mit einem Spillkopf zu versehen, der die Transportgefäße zu verholen gestattet.

Der Eimerkettenbagger ist als Hochbagger mit fester seitlicher Eimerleiter für diese Einschnittbaggerung überhaupt nicht zu gebrauchen. Sieht man von andern Möglichkeiten ab, so ist der in diesem Falle bei uns übliche Handbetrieb natürlich wesentlich teurer, vor allem bei festerem Boden oder gar Gestein, als die Arbeit der Dampfschaufel. Insbesondere für steinigen Boden liegt deshalb auch bei uns ein größeres Anwendungsgebiet für die Dampfschaufel vor.

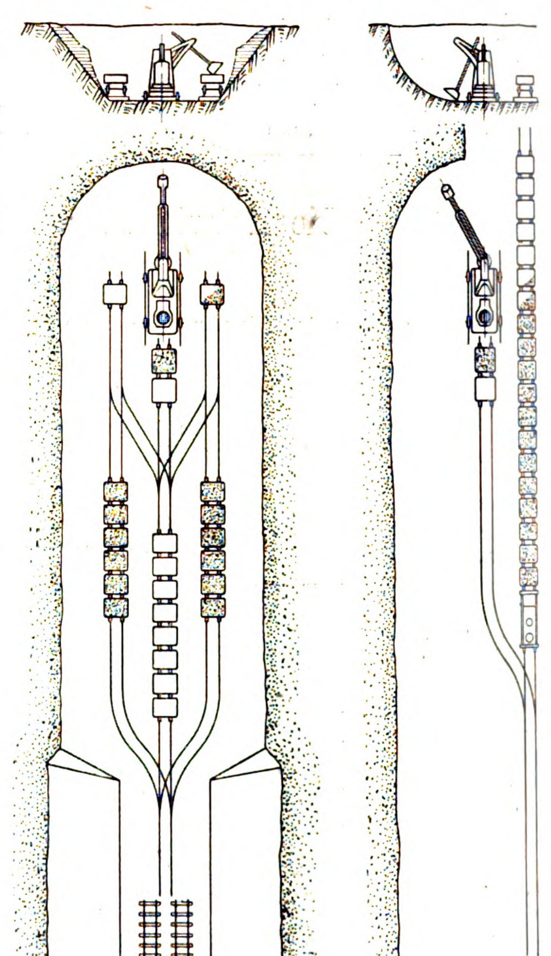
Bei den beschränkten Verhältnissen der Einschnittbaggerung kann man zum Materialtransport meist nur schmalspurige Kippwagen verwenden, die natürlich schwieriger zu beladen sind als Eisenbahnwagen und deshalb niemals ganz gefüllt werden sollen.

Der übliche Fall für die meisten Erdgewinn- und Abräumarbeiten ist die Seitenbaggerung, Fig. 3. Hierbei arbeitet die Dampfschaufel an der Halde des Berges oder des Haufenlagers entlang, während neben ihr das Transportgleis ungehindert durchgeführt werden kann. Dabei ist es möglich, die Leistungsfähigkeit der Dampfschaufel voll auszunutzen, wenn man möglichst ununterbrochen einen Arbeitzug nach dem andern zu allmählicher Füllung an der Schaufel vorbeischiebt. Bei der Seitenbaggerung arbeitet die Dampfschaufel auch deshalb am zweckmäßigsten, weil hierbei der Baggerlöffel nur um 90° bis höchstens 180° zu schwenken ist. Diese Art der Baggerung wird deshalb soviel als möglich angewendet. Beispielsweise schlitzt man zur Herstellung eines zweigleisigen Einschnittes zunächst mit einem kleineren Bagger einen eingleisigen Einschnitt, in dem dann das durchgehende Transportgleis für die nachherige Seitenbaggerung zur Erweiterung des Einschnittes durchgeführt wird, Fig. 4. Die Höhe der Wand, an welcher gebaggert wird, hängt natürlich ganz vom Material ab.

Je nach der Stellung der Schaufel zum Transportgleis kommen zwei verschiedene Arbeitweisen vor:

Entweder liegt das Transportwagengleis in gleicher Höhe wie das Arbeitgleis der Dampfschaufel, und das ist der normale Fall für die meisten Gewinnungs- und Abräumarbeiten, wo von der Halde in die Transportgefäße verladen werden soll;

Fig. 2. Einschnittbetrieb. Fig. 3. Seitenbaggerung.



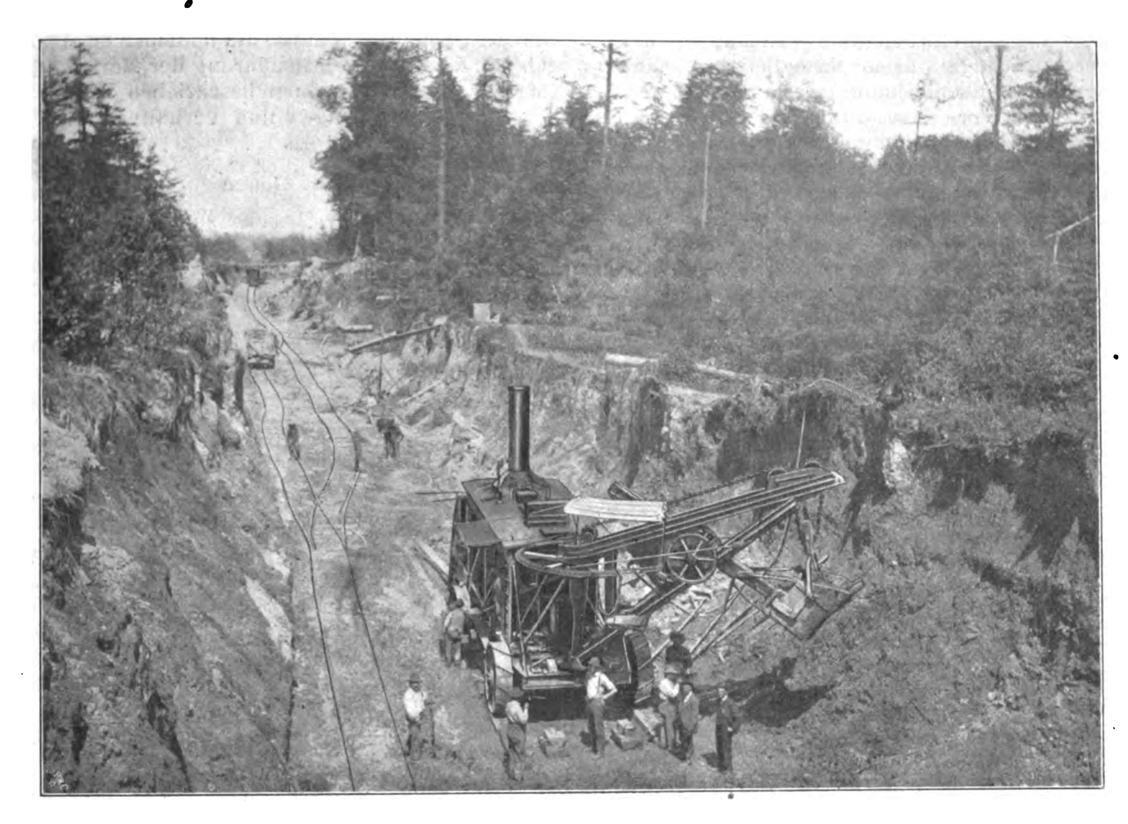
oder aber es liegt das Dampfschaufelgleis wesentlich tiefer als die Fahrbahn der Transportwagen. Dies kommt insbesondere vor bei nachträglicher Beseitigung von Steigungen im Eisenbahnbau, wie sie jetzt gerade in den Vereinigten Staaten bei gewaltig gestiegenem Zugverkehr einzelner Strecken zur Verminderung der beträchtlichen täglichen Betriebsunkosten infolge von Vorspanndienst usw. vielfach ausgeführt wird.

Fig. 5 gibt die schematische Darstellung einer 60 t-Bucyrus-Schaufel[1]), die rechts von der Mittellinie auf größte Schnittweite arbeitet, während sie links unter Verwendung ihrer größten Hubhöhe 9 cbm fassende Eisenbahnkippwagen der Western Wheeled Scraper Company, Aurora, Ill., belädt.

[1]) Eng. News 1906 S. 142.



Fig. 4. Herstellung eines zweigleisigen Einschnittes mittels der Vulcan-Schaufel.



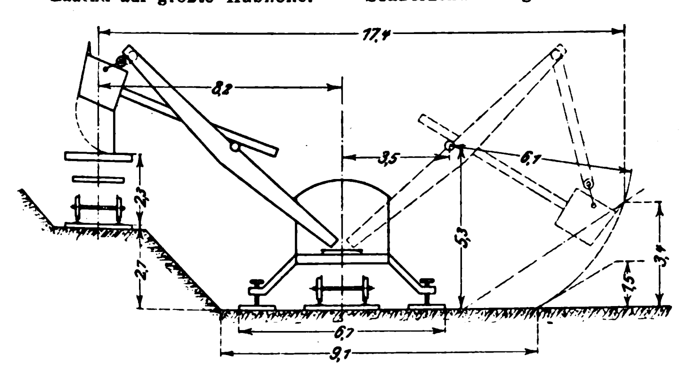
Für etwas größere Hubhöhen als die normale liefern die meisten Firmen Sonderkonstruktionen.

Für besonders große Hubhöhen, wie sie im Kanalbau vorkommen, baut Victor, Toledo, eine Schaufel, die am Verwendungsort nach den Zeichnungen des Herstellers vom Abnehmer zusammengesetzt werden kann, wie Fig. 6 und 7 zeigen. Solche Schaufeln sind bis zu 9 m freier Schütthöhe bei etwa 18 m größter seitlicher Ablagerungsweite gebaut worden, während die normale 64 t-Schaufel höchstens 6 m Schütthöhe bei etwa 8 m Schütthalbmesser gestattet. Als erzielte Höchstleistung in gewöhnlichem Boden werden für 10stündige Schicht etwa 800 cbm bei 1,15 cbm Becherinhalt angegeben.

Fig. 5.

Schematische Darstellung einer 60 t-Bucyrus-Schaufel.

Ladend auf größte Hubhöhe. Schneidend auf größte Weite.

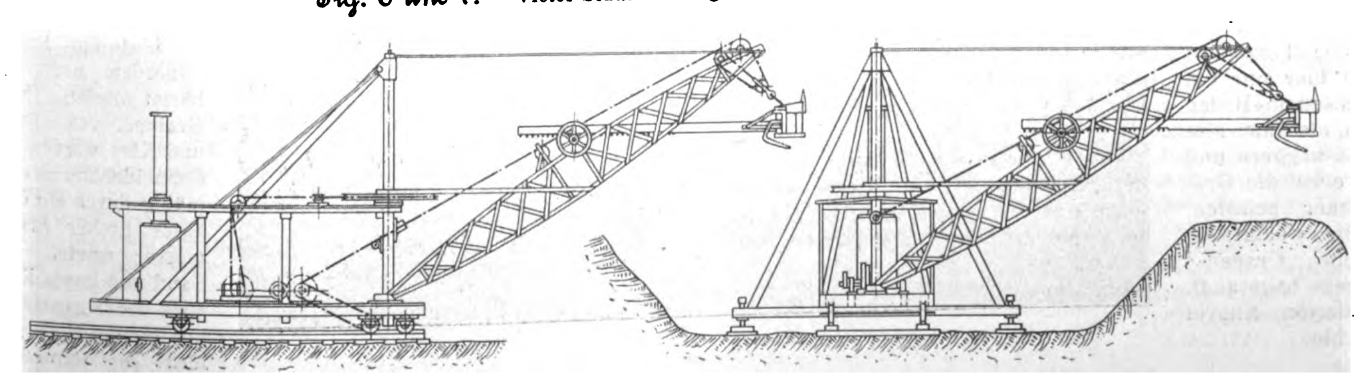


Die Vergrößerung der nutzbaren Hubhöhe der gewöhnlichen Schaufel um etwa 1 m in der Weise, daß man die Schaufel um diese Höhe unterhalb ihres Fahrgleises arbeiten läßt, ist nicht zu empfehlen, da dies umständliche Schwellenunterbauten erfordert und zudem einen ungünstigen Angriffwinkel für den Baggerlöffel ergibt.

Zuweilen kann bei Seitenbaggerung eine andre Arbeitweise vorteilhafter sein, die für solche Fälle von Menck & Hambrock in Hamburg, der einzigen Firma, welche zurzeit in Deutschland Dampfschaufeln herstellt, empfohlen wird. Die Dampfschaufel braucht sich dabei nicht ihren Weg an der Halde entlang zu bahnen, indem sie vor ihren Fahrschienen den Fuß der Halde allmählich abgräbt, sondern sie kann sich auch auf einem durchgehenden Gleis längs der unteren Haldenböschung stetig fortbewegen, wobei sie das Material ausschließlich seitlich, nicht vor Kopf entnimmt, den gefüllten Baggerlöffel dann um 180° schwenkt und ihn auf der andern Seite des Arbeitgleises über einem stillstehenden Transportwagenzug ausschüttet, dessen gleichfalls durchgehendes Gleis parallel zum Arbeitgleis der Dampfschaufel verlegt ist; s. Fig. 8 und 9.

Hierbei muß allerdings stets fast um volle 180 Grad ge-

Fig. 6 und 7. Victor-Schaufel für große Schütthöhe und Schüttweite.



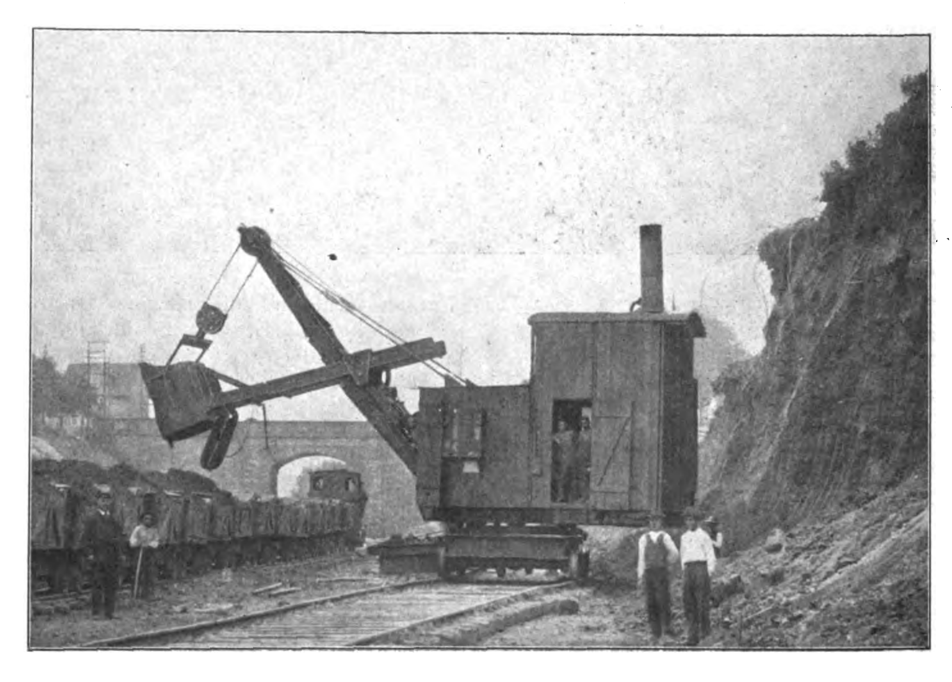
dreht werden, was etwas mehr Zeit als die amerikanische Arbeitweise erfordert, wenn auch die zusätzlichen 90 Grad mit der größten Auslegergeschwindigkeit durchlaufen werden. Immerhin beeinträchtigen diese nach Sekunden zählenden Zeitverluste die Stundenleistung des Baggers bereits nicht unbedeutend. Von Vorteil ist diese Arbeitweise aber insofern, als der Transportwagenzug während seiner Beladung stillsteht, also nicht rangiert zu werden braucht, so daß die Rangierlokomotive samt Bedienungspersonal erspart wird. Im Gegensatz zu den amerikanischen, wohl stets für unmittelbaren Eisenbahnversand gebauten Schaufeln haben die Drehscheibenschaufeln von Menck & Hambrock ebenso wie die englischen Bauarten eine größere Spurweite als die normale, damit die Schaufel bei jeder Auslegerstellung und bei jedem Arbeitwiderstand in sich standfest ist. Für die größte Drehscheibenschaufel der Firma mit 45 t Konstruktionsgewicht bei 6 m größter Ausladung und 2 cbm Baggerlöffelinhalt beträgt die Spurweite 2600 mm. Diese Drehschaufeln haben zugleich auch eine möglichst große Ausladung des Baggerlöffels, damit bei durchgehendem Arbeitgleis das kostspielige seitliche Gleisverschieben möglichst selten vorgenommen zu werden braucht. Bei der andern Art der Seitenbaggerung mit stumpf endigendem Arbeitgleis braucht das Vorbauen nicht so oft zu erfolgen, weil recht lange Gleisstücke, beispielsweise von 6 m bei den zuvor erwähnten großen Drehscheibenschaufeln, vorn angebaut werden können.

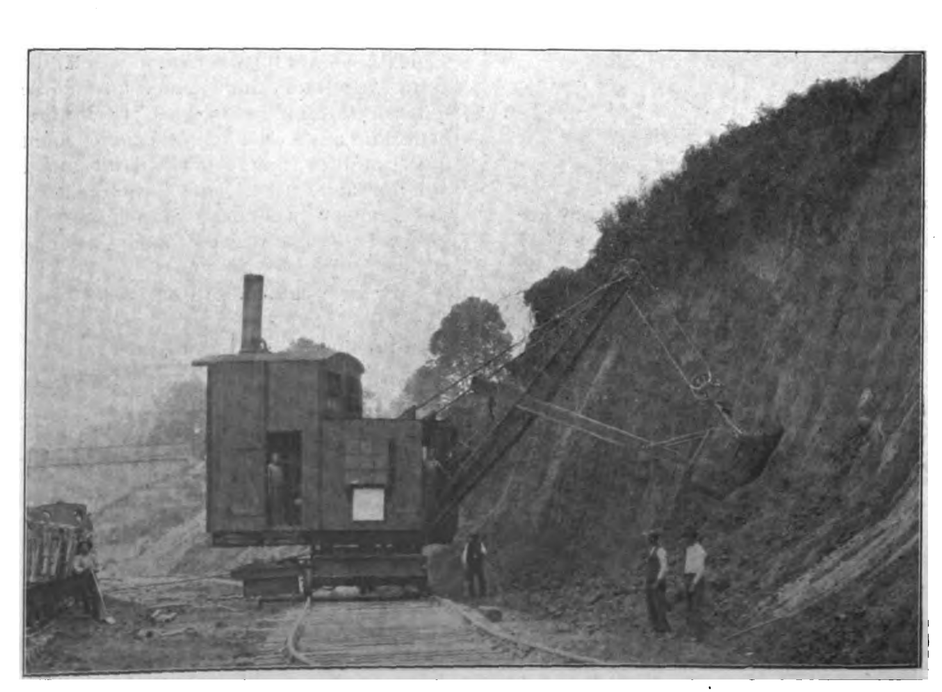
Schließlich erwähne ich noch, daß die Schaufeln von Menck & Hambrock mit überhitztem Dampf arbeiten, was in Amerika und England, den Ländern der billigen Kohlen, bisher nicht geschehen ist.

Zur Einschnitt- und Seitenbaggerung ist in der letzten Zeit noch die Rückwärtsbaggerung zur Herstellung von Gräben hinzugekommen, Fig. 10. Wie bei allen richtig gebauten Grabenbaggermaschinen darf der Transportwagen hier nur auf gewachsenem Boden fahren, also nur hinter sich baggern und nicht etwa die Grabenränder belasten. Derartig zweckmäßig gebaute Grabenschaufeln baut z. B. die Marion Shovel Co., Ohio.

Fig. 8 und 9.

Dampfschaufel für Seitenbaggerung von Menck & Hambrock.





Die A-Rahmen-Schaufeln.

Am meisten wird gegenwärtig in den Vereinigten Staaten die 64 t-Schaufel benutzt, die nunmehr an Hand der in Fig. 11 bis 14 dargestellten Ausführung der Marion Steam Shovel Co., Marion, O., im einzelnen beschrieben werden soll.

Hauptabmessungen und Verhältnisse:

Inhalt des Baggerlöffels	1,9 cbm
Leistung in schwerem Boden	mindestens 2 volle Löffelspiele in der Minute
größte Zugkraft am Flaschenzug	25 t
Hubhöhe des Baggerlöffels über S.-O.	4,5 m
Schnittweite	17 »
Schwenkbereich des Auslegers	200°
Schaufelgewicht	64 t
höchster Punkt des Auslegers über S.-O.	7,9 m
» » A-Rahmens	5,9 »
Wagenlänge	10,6 »
Wagenbreite	3,0 »

Im einzelnen sind zu unterscheiden:

der drehbare Ausleger mit dem Baggerlöffel,
die Stützenkonstruktion für den Ausleger,
der Wagen und
die Antriebvorrichtung.

Der Baggerlöffel ist für das Arbeiten in schwierigem Boden ausgebildet. Die Vorderwand und die beiden Seitenwände bestehen aus einem einzigen 11 mm starken Stahlblech, die Rückwand aus einem Stahlgußstück, an das das ebengenannte Stahlblech angenietet ist. Die Bodenklappe wird von einem 19 mm starken Stahlblech mit Querversteifungen gebildet. Die schneidende Kante des Baggerlöffels ist eine Stahlplatte von 29 mm Dicke und 500 mm Höhe, die außen mit einer auswechselbaren Abnutzplatte versehen ist. Wie bei dieser Größe üblich, sind 4 Schneidezähne vorhanden, deren aus Werkzeugstahl gebildete Spitzen für das Arbeiten in härterem Boden außerdem noch gehärtet werden. Beim Graben von Sand und Kies werden die Schneidzähne zweckmäßig durch ein einziges breites Stahlmesser ersetzt. In Sand und losem Kies wird der Baggerlöffel mit einem Male gefüllt, in schwerem

Boden allmählich während des ganzen Hubes. Das Huborgan greift am Baggerlöffel entweder mit einem schmiedeisernen Bügel an, wenn es ein Flaschenzug für Kette oder Seil ist; oder es ist unmittelbar befestigt, wenn direkter Seilzug angewendet wird. Durch den Tragbügel wird der Oeffnungsquerschnitt des Baggereimers etwas, wenn auch nicht bedeutend, verengt.

Die aus Eichenholz oder Walzeisen bestehende Stange des Baggerlöffels trägt am löffelseitigen Ende ein Stahlgußstück mit Stelllöchern, um den Schneidwinkel des Löffels mit Hülfe kleiner Anschlußstangen verstellen zu können. Gleichzeitig enthält dieses Gußstück eine Feder, die den Stoß der etwa zu stark aufschlagenden Bodenklappe aufzunehmen hat.

Der Teil, welcher dazu dient, die Baggerlöffelstange immer in richtigem Abstand von der Drehachse zu führen, besteht aus einem gußeisernen Zwischenstück, das durch ein U-förmiges Rundeisen mit einer stählernen Gleitplatte verbunden ist. Diese Gleitplatte hat Nuten, die beim Vorschub des Baggerlöffels die herausragenden Muttern für die durchgehenden Befestigungsbolzen der Zahnstange unmittelbar durchlassen. Ueber den U-förmigen Bügel zwischen Gleitplatte und Zwischenstück sind Beilagen geschoben, wodurch leichte Justierbarkeit verschieden dicker Löffelstangen erreicht wird.

Der A-Rahmen zur Aufnahme des Auslegerkippmomentes besteht aus den beiden vorderen Schrägstreben, die sich oben in einem schwebenden Kopflager vereinigen, während sie unten durch einen Kastenrahmen als Grundschwelle miteinander verbunden sind. Daran schließen sich die beiden rückwärtigen Zugstreben. Der feststehende Teil des oberen Halslagers ist ein zweckmäßig ausgebildetes Stahlformgußstück. Die Grundschwelle ist ein kräftiger Kastenträger aus Stahlformguß von etwa 300 mm Breite, der quer über den ganzen Wagen geht und die Oberflansche der einzelnen Längsträger miteinander verbindet, während diese Verbindung an den Unterflanschen in der Mittelebene des vorderen Drehgestelles einem besondern ℶ-Eisen zufällt.

Die rückwärtige Zugstrebe ist ein einfaches Flacheisen. Die A-Spreizen sind aus der Querebene durch die Drehachse herausgerückt und geneigt angeordnet, damit die Auslegerdruckstrebe nicht gehindert wird, bis in die Lagen rechtwinklig zur Gleisrichtung und noch darüber hinaus zu schwingen. Bei den ganz großen Schaufeln ist noch eine Ueberschreitung um 5° möglich, bei den kleineren und kleinsten, wenn sie in der A-Rahmenform ausgeführt werden, sogar eine solche von 40°.

Der Zapfen des unteren Schwenkspurlagers hat 330 mm Dmr. bei 343 mm Höhe. Das Gußstück des Spurlagers verbindet vorn die beiden mittleren Längs-ℶ-Eisen des Wagens.

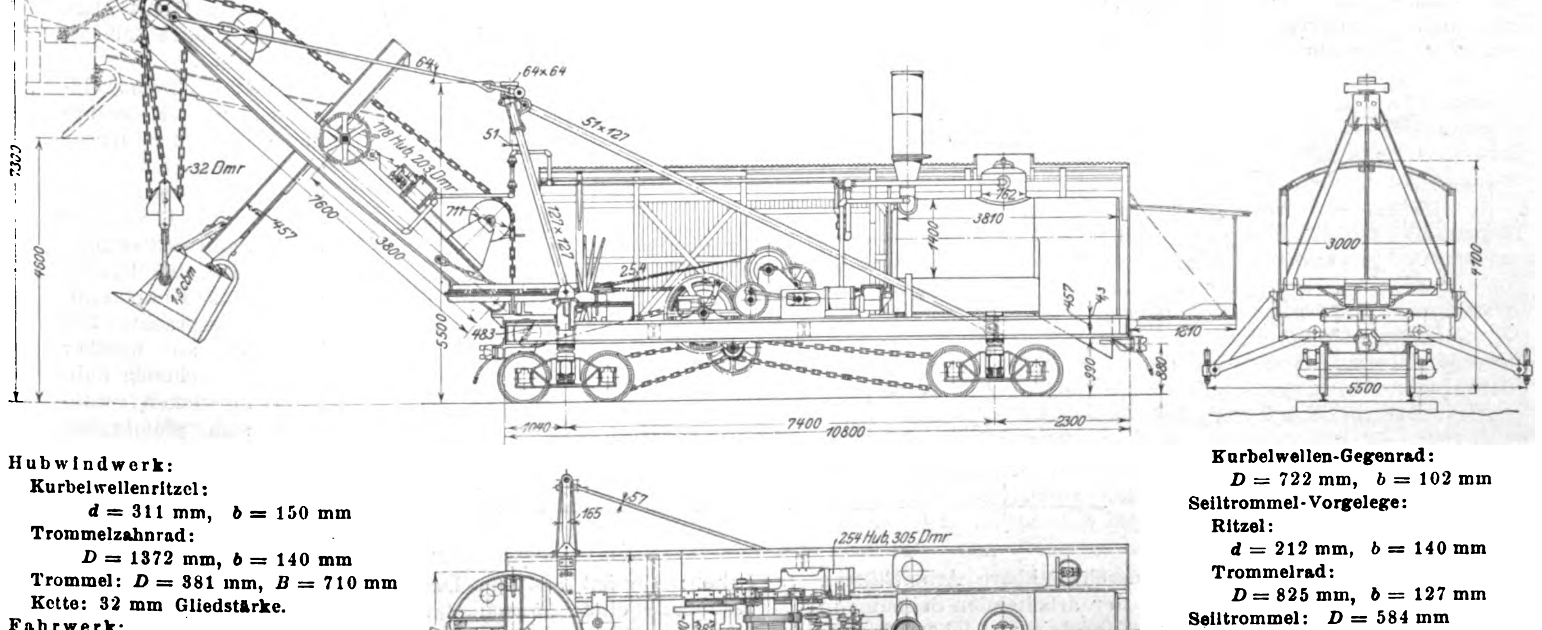
Fig. 10.

Rückwärtsbaggerung mit einer Vulcan-Grabenschaufel.



Fig. 11 bis 13.

64 t-Schaufel der Marion Steam Shovel Co.



Hubwindwerk:
- **Kurbelwellenritzel:** $d = 311$ mm, $b = 150$ mm
- **Trommelzahnrad:** $D = 1372$ mm, $b = 140$ mm
- **Trommel:** $D = 381$ mm, $B = 710$ mm
- **Kette:** 32 mm Gliedstärke.

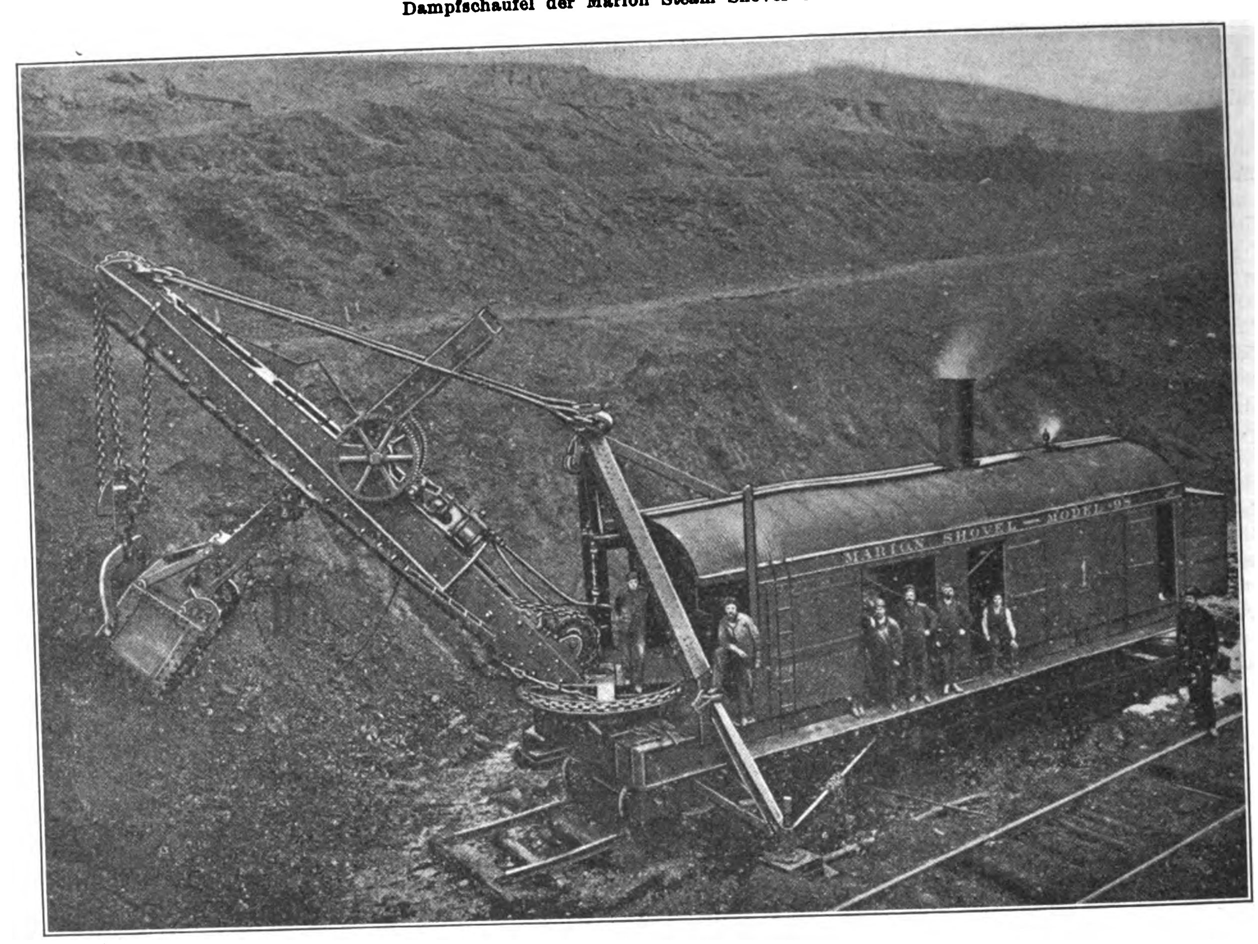
Fahrwerk:
- **Vorgelegeritzel:** $d = 635$ mm, $b = 102$ mm
- **Vorgelege-Gegenrad:** $D = 925$ mm
- **Treibkette:** 25 mm Gliedstärke.

Schwenkwerk:
- **Dampfmaschinen-Vorgelege:**
  - **Kurbelwellen-Ritzel:** $d = 200$ mm, $b = 114$ mm
  - **Kurbelwellen-Gegenrad:** $D = 722$ mm, $b = 102$ mm
- **Seiltrommel-Vorgelege:**
  - **Ritzel:** $d = 212$ mm, $b = 140$ mm
  - **Trommelrad:** $D = 825$ mm, $b = 127$ mm
- **Seiltrommel:** $D = 584$ mm
- **Schwenkseile:** $d = 25$ mm

Vorschubgetriebe:
- **Kurbelwellenritzel:** $d = 168$ mm
- **Gegenräder:** $D = 910$ mm
- **Zahnstangenritzel:** $d = 230$ mm, $t = 60$ mm; $z = 12$, $b = 102$ »

Fig. 14.

Dampfschaufel der Marion Steam Shovel Co.



Nach rückwärts erstreckt es sich bis an die Grundschwelle des A-Rahmens, mit der es durch Schrauben kräftig verbunden ist. Für eine betriebsicherere Ueberleitung der wagerechten Schubkräfte des unteren Halslagers und auch der A-Rahmen-Grundschwelle ist durch besonders aufgenietete Paßstücke auf den Längsträgern gesorgt.

Der Ausleger wird mittels zweier Seile geschwenkt, die um eine Scheibe von 2,4 m Dmr. geschlungen sind.

Seitlich sind am Wagen ausschwenkbare Arbeitstützen angebracht, welche die Stabilität der arbeitenden Schaufel in ihrer Stellung rechtwinklig zum Fahrgleis zu sichern haben.

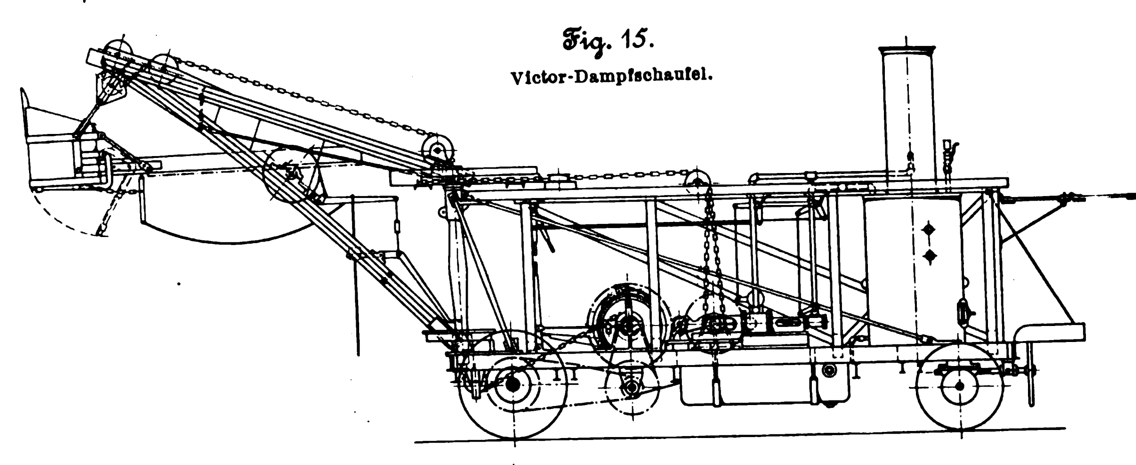
Die Drehgestelle des Wagens sind besonders für die Aufnahme des seitlichen Arbeitsdruckes konstruiert, der entsteht, wenn der Ausleger rechtwinklig zur Gleisrichtung arbeitet; ein jedes hat ungefähr das gleiche Gewicht zu übertragen.

Für leichtere Schaufeln verwendet man statt der Eisenbahnlaufachsen auch Achsen mit Landstraßenrädern, so daß sich solche Schaufeln auf einigermaßen festem Boden unabhängig von der Eisenbahn von einer Arbeitstätte zur andern bewegen können; vergl. Fig. 4 und Fig. 15, Victor-Dampfschaufel von etwa 18 t Gewicht.

Die Vorschubmaschine ist eine umsteuerbare Zwillingsmaschine mit 178 mm Zyl.-Dmr. und 203 mm Hub, die auf die Welle des Zahnstangenritzels arbeitet. Sie leistet etwa 40 PS_e, und der Druck in der Zahnstange kann etwa 6000 kg betragen.

Fig. 15.

Victor-Dampfschaufel.



Die Schwenkmaschine ist aus Konstruktions- und Betriebsrücksichten maßgleich mit der Vorschubmaschine ausgeführt. Die Lager der Schwenktrommelwelle sind im Grundrahmen der Hubmaschine untergebracht. Die Trommel, auf welcher sich das ziehende Seiltrum aufwickelt, während sich gleichzeitig das lose Ende abwickelt, liegt in der Längsachse des Wagens so hoch, daß die Seile über die Hubtrommel hinweggehen; sie hat 584 mm Dmr. und ist mit Spiralnuten zur Aufnahme eines 25 mm starken Seiles versehen. Die Gesamtübersetzung zwischen Maschine und Trommel berechnet sich zu 1 : 53,5. Bei 200 Uml./min der Maschine würden hiernach 3,74 volle Umdrehungen des Auslegers in der Minute erzielt werden, entsprechend 2,6 m/sk Schwenkgeschwindigkeit für die Achse der Auslegerkopfrolle; man sieht also, daß der Baggerlöffel auch bei Berücksichtigung des Anfahrens und Stoppens sehr rasch geschwenkt werden kann.

Links- und Rechtsschwenken erfolgt durch einfaches Umsteuern der Maschine.

Die Hubwinde ist eine liegende Zwillingsmaschine von 254 Zyl.-Dmr. bei 305 mm Hub mit Kulissenumsteuerung. Man benutzt die letztere aber nur als reine Umsteuerung und arbeitet im übrigen mit unveränderlicher Füllung von solcher Größe, daß die belastete Maschine in jeder Stellung anspringt. Zum Regeln benutzt man ausschließlich den Einlaß-Drosselschieber, der entlastet und als Kolbenschieber ausgeführt ist. Mit Hülfe dieses Schiebers können die Zylinder auch mit dem Auspuff verbunden werden, so daß die Maschine beim Auftreffen auf einen zu großen Widerstand rückwärts laufen kann, ohne daß die Bandreibkupplung gelöst zu werden braucht.

Die Windentrommel des Hubwerkes von 381 mm Dmr. und 710 mm Länge, die lose auf der Welle sitzt, hat an den beiden Stirnwänden zylindrische Kränze für eine Bandreibkupplung und für eine gewöhnliche Bandbremse. An den Speichen des großen Trommelstirnrades ist ein kleiner Dampfzylinder von 114 mm Bohrung und 152 mm Hub befestigt, dessen Kolben die Reibkupplung mittels eines Hebels betätigt. Die Bremse wird im allgemeinen gelüftet gehalten, indem der unbelastete Kolben durch eine am Hebel angreifende Feder zurückgezogen wird. Der Dampf wird durch eine zentrale Bohrung in der Trommelwelle nach dem Dampfzylinder geleitet. Die Hubwerkkette hat 32 mm Eisenstärke.

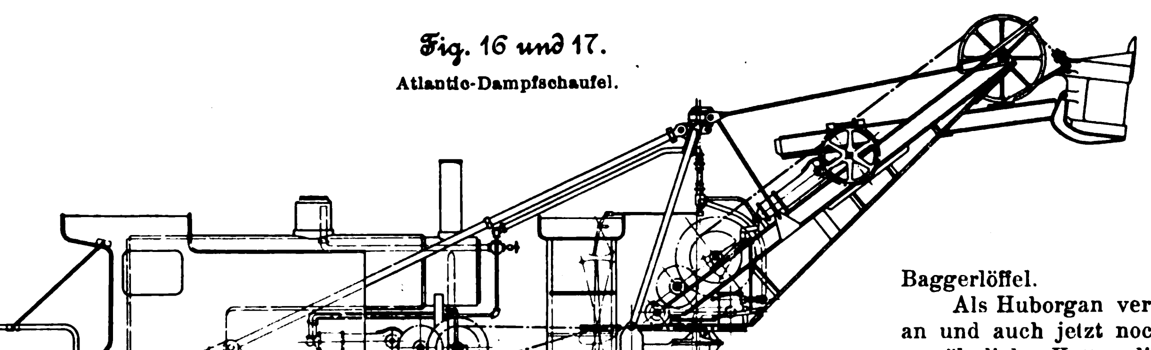
Die Hubwerkmaschine leistet bei 75 vH Füllung und 6,7 at mittlerem Dampfdruck rd. 185 PS_i. Wird der Gesamtwirkungsgrad des Triebwerkes mit 0,60 — reichlich ungünstig — angenommen, so ergibt sich eine Hubleistung von etwa 110 PS. Bei 200 Uml./min der Maschine, 381 mm Aufwicklungsdurchmesser und einer Uebersetzung des Hubwerkvorgeleges von 1 : 4,42 ergibt sich die Hubgeschwindigkeit zu 0,326 m/sk, woraus die Nutzlast = 25 000 kg folgt.

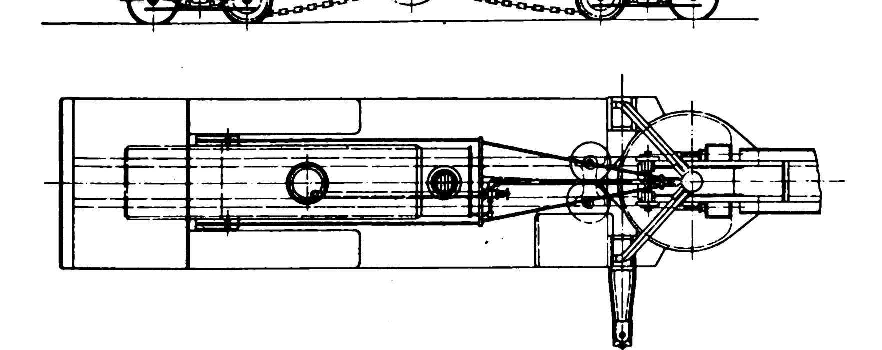
Die an den Zähnen des Baggerlöffels selbst verfügbare Kraft ist teilweise wesentlich kleiner als die Hubkraft des Flaschenzuges, entsprechend dem Verhältnis der Hebelarme des Flaschenzuges und der Baggerlöffelstange. In der ungünstigsten Lage des Zugorganes, bei senkrecht herabhängender Löffelstange, beträgt dieses Hebelverhältnis etwa 50 vH, bei wagerechter Stellung der Löffelstange und größter Ausladung des Baggerlöffels etwa 60 vH, bei den Schaufeln mit unmittelbarem Seilzug im letzteren Fall etwa 66 vH, weil bei gleicher Länge der Auslegerdruckstrebe durch die große feste Seilrolle ein etwas günstigerer Angriffwinkel erzielt wird; bei 45° Neigung der Löffelstange und einer mittleren Ausladung ist dagegen das Hebelverhältnis 1 : 1.

Wenn die normale Dampfschaufel noch unterhalb ihrer Fahrschienen graben soll, wird der Angriffwinkel des Zugorganes natürlich noch ungünstiger. Deshalb baut man die normale 64 t-Schaufel so, daß sie höchstens noch etwa $1^1/_2$ m unterhalb ihres Fahrgleises graben kann.

Bei den meisten Bauarten mit A-Rahmen ist die Hubwinde wie im vorliegenden Fall auf der Wagenplattform befestigt, und das Huborgan, Seil oder Kette, wird vom feststehenden Wagen an einer oder zwei Ablenkrollen vorbei auf den drehbaren Ausleger übergeleitet. Da das Schwenken und Heben zeitweilig gleichzeitig erfolgt, so wird das Huborgan in sich verdreht und stärker in Anspruch genommen, als wenn sich die Hubwinde auf der drehbaren Plattform selbst befindet. Nur bei der Atlantic-Schaufel, Fig. 16 und 17, sitzt die Winde an dieser Stelle, und es ist zweifellos richtig, daß dabei die Seilführung sehr einfach und solide wird. Die Vermehrung der Belastung des drehbaren Teiles, welche die A-Rahmen-Bauart auf das geringste Maß beschränken will, ist verschwindend gegenüber den wirkenden Kräften; ebenso ist das Trägheitsmoment des verhältnismäßig nicht großen Hubwerkes unmittelbar an der Achse einflußlos gegenüber dem Trägheitsmoment des Auslegers mit dem gefüllten Baggerlöffel.

Fig. 16 und 17.
Atlantic-Dampfschaufel.





Als Huborgan verwendet man von Anfang an und auch jetzt noch ziemlich allgemein die gewöhnliche Kette, die von der feststehenden Hubwinde auf der Wagenplattform nach der Auslegerspitze geht und von dort mit einem Flaschenzug mit der Uebersetzung 1 : 3 am Baggerlöffel angreift. Ein unbestrittener Vorteil der Kette ist, daß man mit kleineren Trommeldurchmessern auskommt als bei Seilen gleicher Tragfähigkeit. Dem stehen aber folgende Vorteile der Seile gegenüber:

Das Seiltriebwerk und insbesondere die Seilrollenflaschenzüge haben einen günstigeren Wirkungsgrad als die entsprechenden Organe für die Kette;

das Seil macht bei eintretender Abnutzung frühzeitig auf die Ersatzbedürftigkeit aufmerksam; eine abgenutzte Kette aber reißt bei Ueberlastung plötzlich, ohne vorher das geringste Warnungszeichen zu geben;

bei den meist hohen Kettengeschwindigkeiten (bis 2 m/sk) ist die Abnutzung der Kette bei angestrengtem Betriebe beträchtlich;

das Seil arbeitet geräuschlos, die Seiltrommel wird kürzer.

Bei kleineren Schaufeln kommt ferner namentlich in Betracht, daß das Seil bei leidlich gutem Gesamtwirkungsgrad eine größere Uebersetzung im Flaschenzug, also eine erheblich größere Umfangsgeschwindigkeit der Windentrommel gestattet als die Kette.

Bei gleicher Uebertragungsfähigkeit hat das Seil ein wesentlich geringeres Eigengewicht als die entsprechende Kette. Das macht sich insbesondere bei den größten Schaufeln mit Konstruktionsgewichten von 90 t und darüber sehr bemerkbar. So wiegt z. B. bei diesen großen Schaufeln die Hubkette allein fast 1 t. Da der Flaschenzug die nutzbare Hubhöhe des Baggerlöffels nicht unbeträchtlich verringert, auch der Tragbügel den Löffelquerschnitt ein wenig verengt, ist bei den Allis-Chalmers- und Atlantic-Schaufeln unmittelbarer Seilzug angeordnet, wobei zwei Seile symmetrisch zur Mittelebene des Auslegers an dessen hinterem Ende angreifen.

Das Huborgan wird bei den meisten Maschinen mit A-Rahmen von der feststehenden Winde auf der Wagenplatt-

form über eine Ablenkrolle in der Drehachse und an der Auslegerdruckstrebe entlang geführt. Bei der Victor-Schaufel wird die Kette, Fig. 15, unter Verwendung zweier Ablenkrollen durch die feststehende hohle Drehsäule bis zur Rahmenspitze verdeckt emporgeführt. Die ausführende Firma rühmt dieser Konstruktion nach, daß bei einem Bruch der Kette die etwa in der Nähe stehenden Personen weniger gefährdet seien.

Der Fahrantrieb wird von der Hubtrommelwelle abgeleitet. Die doppelte Kettennuß für die vordere und die hintere Treibkette, welche in Bronzebüchsen lose auf der Vorgelegewelle läuft, kann durch Kupplung mit dem treibenden Zahnrad in Eingriff gebracht werden. Die Kettennuß muß zweiteilig sein, da sie sonst auf der Baustelle selbst nicht ausgewechselt werden könnte. Die kalibrierte Kette von 25 mm Gliedstärke nutzt das Reibungsgewicht zweier Achsen aus, damit die Schaufel mit der kräftigen Hubwinde unter eigenem Dampf möglichst große Steigungen nehmen kann.

Bei der Atlantic-Schaufel, Fig. 16 und 17, muß der Fahrantrieb von der Schwenkwerkmaschine abgeleitet werden, da sich die Hubwerkmaschine auf dem Ausleger befindet.

Der Dampfkessel der Marion-Schaufel hat 1372 mm Dmr. bei 3800 mm Gesamtlänge und ist für 8,9 at gebaut. Er hat 90 Siederohre und eine gesamte Heizfläche von 48 qm. An Armaturen sind die bei Lokomotiven üblichen vorhanden, insbesondere auch die Dampfpfeife zum Signalgeben. Die beiden Wasserbehälter fassen zusammen etwa 6 cbm, das ist etwa der halbe Tagesbedarf an Speisewasser. Der Kohlenbehälter nimmt einen Tagesbedarf auf.

Die Doppeldrehgestell-Schaufel (Fig. 16 und 17) ist ganz allgemein mit liegenden Siederohrkesseln nach Art der Lokomotivkessel, höchstens etwas kürzer, ausgerüstet. Bei Anordnung der Hubwerkmaschine auf der drehbaren Plattform bleibt genügend Platz, um auch den Lokomotivkessel von normaler Länge aufbringen zu können. Für die größte Schaufel mit 4,8 cbm Löffelinhalt und 95 t Konstruktionsgewicht verwendet beispielsweise die Marion-Gesellschaft einen Lokomotivkessel von 1520 mm Dmr. bei etwa 4,5 m Gesamtlänge; die 86 t-Bucyrus-Schaufel hat einen Kessel von 1670 mm Dmr. bei 4,42 m Länge, die Atlantic-Schaufel für rd. 20 t Gesamtseilzug bereits einen Kessel von 6,4 m Länge bei 1200 mm Dmr., also etwa den Kessel einer normalen Personenzuglokomotive.

Die Triebwerke müssen gegen Staub und andre Verunreinigungen nach Möglichkeit geschützt sein. Bei den Dampfmaschinen selbst läßt sich dies durch eine vollkommen geschlossene Bauart leicht erreichen, die Zahnrädervorgelege können eingekapselt werden, wenigstens die schnellaufenden ersten Vorgelege, der Dampfkessel dagegen braucht, wie bei Lokomotiven, keine besondere Ueberdachung. Wie bei diesen muß aber der Heizer wenigstens durch ein Schutzdach den Unbilden der Witterung entzogen sein, und ebenso muß der Baggerführer wenigstens ein kleines Schutzhaus erhalten; vergl. Fig. 16 und 17. Meist wird die ganze Dampfschaufel mit Kessel und Triebwerken in ein großes Schutzhaus eingekapselt. Bei geeigneter Gesamtanordnung liegt allerdings eine zwingende Veranlassung zu dieser Bauart nicht vor.

Eine Werkzeugbank mit den erforderlichen Werkzeugen für kleinere Ausbesserungen vervollständigt die Einrichtung der Dampfschaufel.

Zur Bedienung sind außer dem Heizer stets noch zwei Leute erforderlich: der Schaufelführer für die Bedienung von Hubwerk und Schwenkwerk und der Klappenwärter zur Bedienung des Vorschubtriebwerkes und der Bodenklappe des Baggerlöffels. Beide müssen in möglichster Uebereinstimmung miteinander arbeiten, um eine große Baggerleistung zu erzielen.

Zu bedienen sind folgende Hebel und Griffe: ein Tritthebel für die Bandbremse an der Hubwerktrommel, die für gewöhnlich durch ein Gegengewicht gelüftet gehalten wird; ein Hebel zum Einrücken der Bandreibkupplung am Hubwerk; eine Stange zum Zurückziehen des Baggerlöffels; eine Schnur zum Oeffnen der Bodenklappe des Löffels.

Gleichzeitig mit dem Senken erfolgt das Zurückschwenken des Baggerlöffels, wobei die Reibkupplung gelöst ist und die Windentrommel unter dem Einfluß des Löffelgewichtes schnell abrollt. Die Bandreibkupplung wird dadurch gelöst, daß der Baggerführer den Dampf aus dem Zylinder am großen Zahnrad entweichen läßt, worauf eine Feder den Kolben zurückzieht.

Es sei mir hier eine kurze Einschaltung gestattet.

Bandreibkupplungen gestatten bei richtiger Konstruktion (nicht zu kurzem Lüftungshub!) in wesentlich höherem Maß als Reibkupplungen mit axialer Anpressung ein völlig stoßfreies Ein- und Abschalten der Windentrommel bei stetig in einer Richtung laufender Antriebmaschine, so daß die Gefahr von Zahnbrüchen, das Reißen des Huborganes oder dergl. infolge zu plötzlichen Einrückens ausgeschlossen ist; auch sind während des Ganges beim Auftreffen auf Hindernisse keine schädlichen Beanspruchungen des Triebwerkes möglich, da die Kupplung bei unzulässig hoher Umfangskraft sofort gleitet. Die rasch laufende Antriebmaschine braucht demnach nicht mit der Windentrommel zugleich stillgesetzt zu werden, sondern kann nach Abschaltung der Windentrommel ruhig weiter laufen, während diese bei ihrer geringen lebendigen Kraft unter dem Einfluß der Bandbremse sofort stillstehen und gleich darauf rasch rückwärts ablaufen kann, da nicht einmal Vorgelege durchzuziehen sind. Das ist gerade für Winden mit kurzen Hubhöhen und kurzen Hubpausen, wie es die Dampfschaufeln sind, sehr wichtig, da hierdurch bedeutend an Zeit gespart und so eine größere minutliche Anzahl von Löffelspielen ermöglicht wird.

Fig. 18.

Bandreibkupplung von Ad. Bleichert & Co.

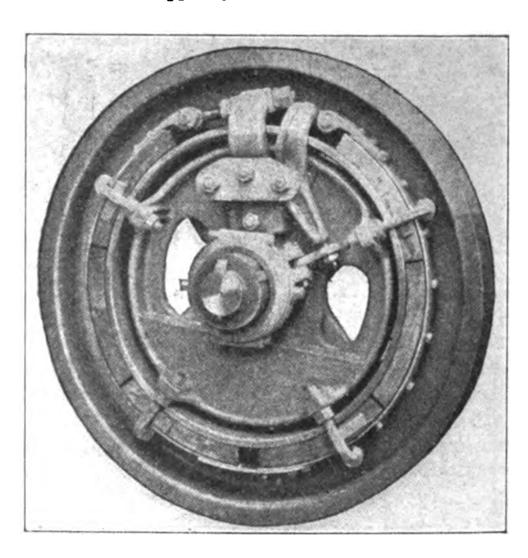


Fig. 18 zeigt die Vereinigung von Bandreibkupplung und Bandbremse in einer Ebene nach einer Ausführung von Ad. Bleichert & Co., Leipzig-Gohlis, während bei den betrachteten Dampfschaufeln Bandkupplung und Bremse getrennt auf beiden Seiten der Trommel liegen. Der Flansch in Fig. 16, auf dem die Bandreibkupplung aufliegt, ist ein Flansch der Windentrommel; mit ihm zusammengegossen ist der äußere Flansch, auf den sich die gewöhnliche (hier nicht dargestellte) Bandbremse auflegt.

Die Drehscheibenschaufeln.

Die Drehscheibenschaufel entspricht in ihrem äußeren Aufbau dem fahrbaren Dampfdrehkran. Während bei der *A*-Rahmen-Schaufel die an der Drehung teilnehmenden Massen nach Möglichkeit beschränkt sind, dafür aber auch ein beschränkter Schwenkbereich in den Kauf genommen wird, hat die Drehscheibenschaufel einen unbegrenzten Schwenkwinkel bei allerdings größeren Massenwiderständen beim Schwenken. Als Nebenvorteil des unbegrenzten Schwenkbereiches der Drehscheibenschaufel kommt in Betracht, daß sie das hinter ihr liegende Gleisstück selbst aufnehmen, um 180° nach vorn schwenken und dort zu neuer Verlängerung des Arbeitgleises wieder absetzen kann. Bei der *A*-Rahmen-Schaufel hat man für diesen Transport der Gleisstücke auch wohl besondere kleine, an der Wagenplattform entlang laufende

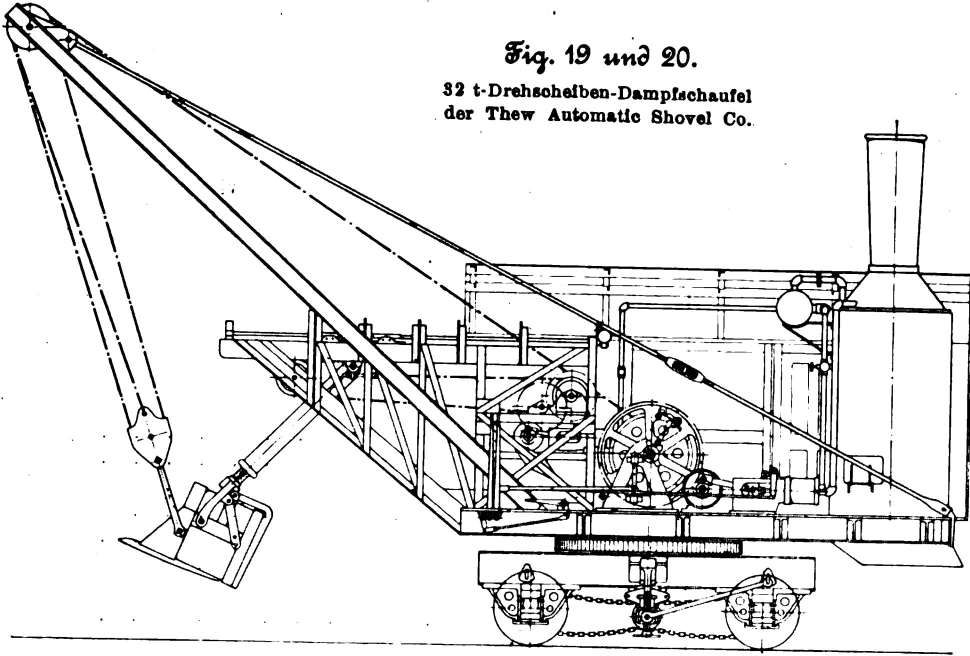
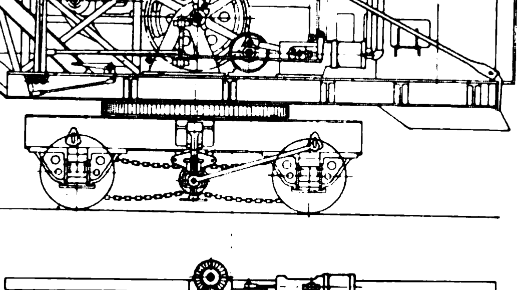


Fig. 19 und 20.
32 t-Drehscheiben-Dampfschaufel der Thew Automatic Shovel Co.



Hängebahnen angebracht. Das Triebwerk der Drehscheibenschaufel läßt sich bei Anwendung von drei Motoren ebenfalls leicht und übersichtlich anordnen, die Bedienung wird bequemer, die Dampfleitungen werden kurz und einfach, Drehstopfbüchsen können in Fortfall kommen. Im Durchschnitt kann man bei den Drehscheibenschaufeln ein volles Löffelspiel in der Minute rechnen. Die Zugstrebe des Auslegers kann teilweise durch einen Seilflaschenzug ersetzt werden (Fig. 21 und 22), der in einfacher Weise die Veränderung der Ausladung und der Spitzenhöhe, auch für die Verwendung als Kran, gestattet.

Von amerikanischen Firmen baut meines Wissens nur die Thew Automatic Shovel Co., Lorrain, Ohio, Drehscheibenschaufeln.

Die größte Thew-Drehscheibenschaufel hat 45 t Konstruktionsgewicht, 3,05 m freier Hubhöhe, 7 m größte Grabweite in 3 m Bodenhöhe und 1,5 cbm Baggerlöffelinhalt.

Der Vorschub des Baggerlöffels der Thew-Schaufeln ist eine Sonderkonstruktion dieser Firma. Die ausschließlich wagerechte Verschiebbarkeit des Aufhängepunktes der Vorschubstange sichert die Herstellung einer ebenen Sohle; diese wagerechte Verschiebbarkeit beträgt für die 32 t-Schaufel 2,6 m, für die 45 t-Schaufel 1,7 m.

Fig. 21 und 22 stellen die Drehscheibenschaufel von Wilson in Liverpool dar, die nur einen Antriebmotor hat. Die Triebwerkbewegungen für Heben, Schwenken, Fahren und Verändern der Auslegerneigung werden durch Kegelräder-Wendegetriebe von einer Zwillingsdampfmaschine von 203 mm Zyl.-Dmr. und 305 mm Hub abgeleitet. Jede Achse trägt zwei Räderpaare; das innere dient für die eisenbahnmäßige Versendung der Schaufel in Güterzügen und hat dementsprechend Normalspur, das äußere dagegen unterstützt die arbeitende Schaufel und hat 2,6 m Schienenabstand. Der Kessel ist ein Schiffskessel. Eine Sonderkonstruktion ist der Vorschubmechanismus. Am Baggerlöffel ist ein Dampfzylinder befestigt, der durch unmittelbaren Dampfdruck um 0,6 m vorgeschoben werden kann.

Endlich bauen Ruston, Proctor & Co in Lincoln Drehscheibenschaufeln bis 40 t Gewicht und 12 t Hubkraft am Flaschenzug, daneben auch noch für schweren Boden die alte, etwas schwerfällig erscheinende Form mit biegungsfestem Turm zur Aufnahme des Auslegerkippmomentes an Stelle der leichteren amerikanischen A-Rahmen-Bauart.

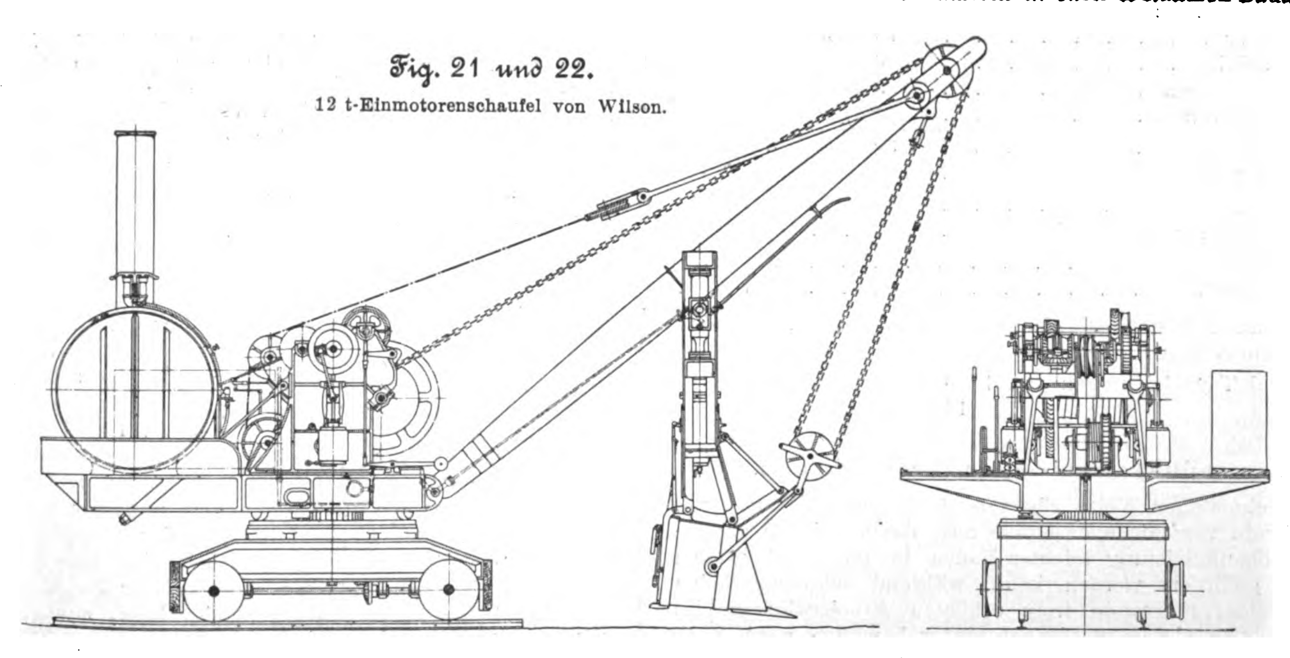


Fig. 21 und 22.
12 t-Einmotorenschaufel von Wilson.

Fig. 19 und 20 zeigen eine Thew-Drehscheibenschaufel von 32 t Konstruktionsgewicht mit Einzelantrieb für Heben, Schwenken und Verschieben des Baggerlöffels; die entsprechenden Maschinen sind Zwillingsmaschinen mit 203, 178 und 127 mm Zyl.-Dmr. bezw. 230, 208 und 152 mm Hub. Der stehende Kessel mit Quersiedern hat 1,37 m Dmr. bei 2,37 m Höhe. Der Dampfdruck beträgt 7 at.

Bei der Drehgestellschaufel sind zu bedienen: der Hebel für den Einlaß-Drosselschieber der Hubwerkmaschine, der Hebel für die Reibkupplung der Hubwerkmaschine und der Hebel für den Schwenkwerk-Drosselschieber; diese drei Hebel werden beständig benutzt, und die entsprechenden Schieber sind deshalb als entlastete Schieber konstruiert. Daneben sind noch vorhanden: ein Umsteuerhebel für das Schwenk-

werk, ein Fahrwerkhebel und ein Hebel zum Oeffnen der Zylinderhähne, das für Hub- und Schwenkwerk gleichzeitig geschieht, um an Hebeln zu sparen.

Der Klappenwärter auf der Drehscheibe hat die Einlaß-Drosselschieber für die Vorschubmaschine und den Hebel für die entsprechenden Zylinderhähne zu bedienen.

Leistungsfähigkeit, Kohlen- und Wasserverbrauch.

Der Tages-Kohlenverbrauch wird für die 64 t-Schaufel im Durchschnitt zu rd. 2000 kg guter Steinkohle angegeben. Der Wasserverbrauch beträgt darnach unter Zugrundelegung einer 6fachen Verdampfung etwa 12 cbm für den 10stündigen Arbeitstag.

Die Grabe- und Verladeleistung der Schaufel ist natürlich sehr verschieden, je nachdem man es mit leichtem, schwerem oder gar steinigem Boden zu tun hat. Unter den allergünstigsten Verhältnissen, etwa an einer hohen Sandhalde, wo der Boden immer von selbst nachrutscht und der Baggerlöffel sich im Augenblick füllt, wird die größte von einer Marion-Schaufel erzielte Leistung im 10stündigen Arbeitstage zu 3800 cbm angegeben; das ergibt im Durchschnitt 3,3 volle Löffelspiele für die Minute oder 18 sk für ein volles Löffelspiel. Bei schwierigem Boden und häufigem Weiterrücken der Schaufel sinkt die Zahl der Löffelspiele auf eines in der Minute. Von den im praktischen Betriebe sehr häufig vorkommenden Verzögerungen des Eintreffens der Erdtransportwagen und andern unfreiwilligen Zeitverlusten ist hier natürlich abgesehen. Als durchschnittliche Tagesleistung für den 10stündigen Arbeitstag gibt die Marion-Gesellschaft an: 1100 bis 2300 cbm, das ist also etwa die gleiche Leistungsfähigkeit wie die der großen deutschen Eimerkettenbagger.

Betriebskostenberechnung für eine 64 t-Schaufel mit *A*-Rahmen.

a) Verzinsung und Abschreibung, 20 vH der Kaufsumme von 45000 *M*		9000 *M*
b) Kosten der Betriebsmaterialien für 200 Arbeitstage zu 10 Stunden:		
Kohlen: 2 t für den Tag zu je 20 *M*	8000 *M*	
Wasser: 10 *M* für den Tag . . .	2000 »	
Schmiermaterial usw.	1000 »	11000 »
c) Betriebslöhne für 200 Arbeitstage zu 10 Stunden: für den Tag:		
4 Arbeiter	16,00 *M*	
1 Maschinist	6,50 »	
1 Heizer	5,50 »	
1 Klappenwärter	4,00 »	
Gesamttagelohn	32,00 *M*	
Zuschlag für allgem. Unkosten . .	8,00 »	
Tageslohnunkosten	40,00 *M*	
das ergibt für 200 Arbeitstage		8000 »
jährliche Gesamtunkosten		28000 *M*
oder für den Tag		140 ».

Demnach kostet das Graben und Verladen von 1 cbm gewachsenem Boden

bei Tagesleistungen von 1000 bis 3000 cbm:
14 » 4,7 Pfg.

Anwendungsbereich der Dampfschaufel.

Zweckmäßiger Weise rüstet man die Dampfschaufel mit drei Löffeln verschiedener Größe aus, damit bei der verfügbaren Schaufelleistung leichter Boden in möglichst großen Mengen gefördert werden kann, während schwerer Boden oder leichteres Gestein trotz erhöhten Arbeitswiderstandes wenigstens in kleineren Mengen sicher bewältigt wird.

Die Dampfschaufel gräbt und verlädt zunächst alles, was auch der Eimerkettenbagger zu leisten vermag: gewöhnliche Erde, Sand, Kies, Lehm, Ton der verschiedensten Beschaffenheit, Kreide usw.; aber auch schwierigerer Boden, wie Erdreich, das mit Steinen stark durchsetzt ist, schwerer Mergel, Einlagerungen von Tonschiefer, Kalkstein, ja selbst weicher Sandstein, nicht allzufeste Hochofenschlacke, wird vom Löffelbagger ohne vorherige Vorbereitung bewältigt; sehr tief und fest gefrorener Erdboden wird von der Dampfschaufel anstandslos bezwungen, während der Eimerkettenbagger mit der Abraumbeseitigung bereits bei 4° Kälte aufhören muß. Braunkohle, die mit Holzresten stark durchsetzt ist, wie dies meistens vorkommt, kann von der Dampfschaufel bequem, vom Eimerkettenbagger überhaupt nicht gegraben werden. In ausgedehntestem Maße wird die Dampfschaufel in den Vereinigten Staaten dort, wo die Eisenerze zutage liegen, zum Graben des Erzes, bei Tiefbau aber mindestens zum Verladen desselben verwandt. Hierfür benutzt man die kräftigsten Schaufeln mit Konstruktionsgewichten von 90 bis 100 t. Die Hauptdaten einer solchen 100 t-Schaufel der Marion Steam Shovel Co., die sich beim Abbau der Eisenerze im Tagebau vorzüglich bewährt hat, seien im Vergleich zu den Abmessungen der 64 t-Schaufel hier noch angegeben.

Inhalt des Baggerlöffels	3,8 cbm
Hubhöhe des Baggerlöffels	5,2 m
Schwenkbereich des Auslegers	190°
Schaufelgewicht . . . . rd.	100 t
Mittenentfernung der Arbeitstützen	6,5 m
Länge der Ausleger-Druckstreben . . . . . rd.	10 »
niedrigste Stellung der *A*-Rahmenspitze für Eisenbahntransport	4,42 »
Wagenbreite	3 »
Wagenlänge	6 »
Hubwerkmaschine . .	305 mm Dmr. bei 406 mm Hub
Schwenkwerkmaschine .	203 » » » 203 » »
Vorschubmaschine . .	203 » » » 203 » »
Hubwerkkette	38 » Gliedstärke
Schwenkwerkseil . . .	32 » Stärke
Kessel	1524 mm Dmr.; 4,6 m Gesamtlänge
Dampfdruck	9 at
Verladeleistung in 10 st	1500 bis 3000 cbm.

Große Steine, wie die häufig vorkommenden Granitfindlinge, werden schon von dem kräftigen Baggerlöffel mittlerer Größen noch sicher bewältigt, wo der Eimerkettenbagger längst versagt; können größere Steinblöcke wegen ihres Umfanges vom Baggerlöffel nicht mehr aufgenommen werden, so genügt es, diesen abzuhängen und den Stein mit Hülfe von Ketten am Flaschenzug zu befestigen. Wenn das Gestein nicht allzu fest ist, wie z. B. verschiedene Sandsteinarten, braucht es nur durch Sprengen gelockert zu werden. Das ergibt eine beträchtliche Ersparnis an Sprengstoff, da der Eimerkettenbagger selbst in seiner größten Ausführung nur feiner zersprengtes Material zu fördern vermag, wie es vielfach, auch mit Rücksicht auf weitere Verwendungszwecke, gar nicht erwünscht ist. Ganz festes Gestein muß natürlich auch für das Abgraben mit der Dampfschaufel vorher durch Sprengen gelöst werden, kann aber dann in ganz andrer Stückgröße verladen werden, als dies mit dem Eimerkettenbagger möglich ist.

Hervorzuheben ist weiter, daß die Dampfschaufel keine sorgfältig vorbereitete ebene Sohle zum Legen der Fahrgleise verlangt, weil sie sich ihren Weg selbst bahnt. Die ursprüngliche Bodenoberfläche kann eben oder wellig, steinig, mit Gestrüpp bewachsen, der Boden kann mit Wurzelwerk, Steinen, Holzresten usw. stark durchsetzt sein: Verhältnisse, wo an ein befriedigendes Arbeiten des Eimerkettenbaggers nicht zu denken wäre (vergl. z. B. Fig. 1 und 4). Gerade hierin dürfte ein Hauptgrund für die außerordentliche Verbreitung der Dampfschaufel in Amerika zu erblicken sein, während der Eimerkettenbagger dort außerordentlich selten zu finden ist. Der Kohlenverbrauch der Dampfschaufel ist zwar wegen ihrer unstetigen Arbeitweise höher als beim Eimerkettenbagger; indessen spielt dieser Punkt gerade in Amerika keine so ausschlaggebende Rolle, zum Teil auch bei uns nicht.

Als ein ganz wesentlicher Vorteil der Dampfschaufel kommt ihre leichte Transportfähigkeit auf der Eisenbahn und unter eigenem Dampf in Betracht, worin sie dem Eimerkettenbagger wiederum überlegen ist. Die kleineren Schaufeln können, wie schon erwähnt, mit Landstraßenrädern versehen werden, und vermögen sich mit eigener Kraft auf Straßen und einigermaßen festem gewachsenem Boden mit verhältnis-

mäßiger Geschwindigkeit zu bewegen und wegen des Antriebes **beider** Laufachsen dabei beträchtliche Steigungen zu nehmen; zudem sind sie am Verwendungsorte sofort betriebsbereit. Diese leichteren Schaufeln eignen sich deshalb insbesondere auch zum Ausschachten größerer Baugruben in Städten, zum Durchlegen von Straßen in hügeliger Gegend, zum Abgraben von Kies, Sand und dergl. mehr.

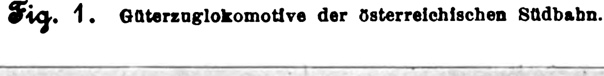
Ein Hauptvorteil der Dampfschaufel gegenüber dem Eimerkettenbagger besteht in ihrer geringen Konstruktionsbreite, so daß hierdurch die Herstellung beliebig langer schmaler Einschnitte für Wege- und Eisenbahnbau möglich wird, was wenigstens für den Eimerkettenbagger mit fester Leiter ausgeschlossen ist.

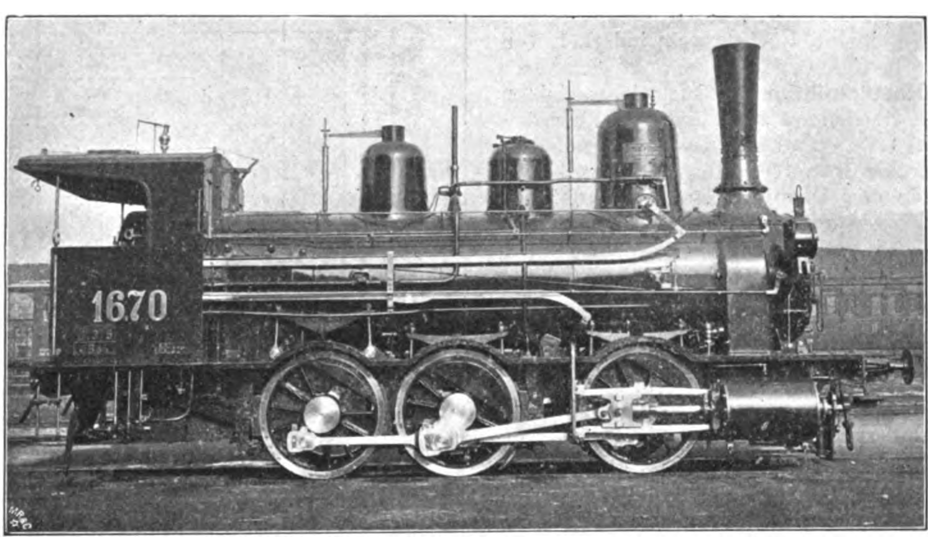
Jedenfalls hat die Dampfschaufel ihre großen Vorzüge für den Kanal-, Wege- und Eisenbahnbau, nicht bloß gegenüber dem Handbetrieb, sondern teilweise auch sogar gegenüber dem stetig arbeitenden Eimerkettenbagger, den sie in Norddeutschland zwar nie verdrängen wird, den sie aber bei besonders schwierigen Verhältnissen sehr wohl zu ergänzen oder zu ersetzen vermag. Groß genug ist auch bei uns in Deutschland das ausschließliche Anwendungsgebiet der Dampfschaufel, wenn sie nur erst bekannter sein wird.

Untersuchung der Widerstände einer $^3/_3$-gekuppelten Lokomotive.[1]

Von Dr. **R. Sanzin**, Ingenieur, Dozent.

Ueber den Widerstand der Dampflokomotiven liegen gegenwärtig noch verhältnismäßig wenig Erfahrungen vor; seine Abhängigkeit von der Bauart der Lokomotive, von der ausgeübten Zugkraft, der Fahrgeschwindigkeit usw. ist nur teilweise bekannt. Der Grund hierfür ist in der Schwierigkeit zu suchen, den Widerstand zuverlässig zu bestimmen. Am einfachsten und daher am gebräuchlichsten ist die Feststellung des Lokomotivwiderstandes durch Auslaufversuche; man erlangt auf diese Weise den Widerstand der Lokomotive als Fahrzeug. Es ist dabei auf geeigneten längeren Gefällen eine genaue Aufzeichnung der Geschwindigkeitsverhältnisse notwendig. Für solche Versuche genügt daher ein sehr genauer Geschwindigkeitsmesser oder eine zuverlässige Aufzeichnung von Zeit und Weg. Auf solche Art sind die meisten bekannten Lokomotivwiderstände erlangt worden[2]). Soll der Widerstand der Lokomotive bei der Fahrt unter Dampf vor einem Zuge festgestellt werden, so erscheint er als Unterschied zwischen der indizierten Zugkraft und der am Tenderzughaken ausgeübten Zugkraft. Dies gilt jedoch nur im Beharrungszustand und auf wagerechter Strecke. Bei Geschwindigkeitsänderungen und auf Neigungen sind die auftretenden Kräftewirkungen genau zu beachten und in Rechnung zu bringen. Es müssen daher neben Indikatoren und Dynamometer ebenfalls sehr genaue Vorrichtungen für die Aufzeichnung der Fahrgeschwindigkeit in Anwendung kommen. Solche Versuche erfordern entsprechende Einrichtungen; sie sind kostspielig und zeitraubend und werden deswegen nur selten ausgeführt[3]).


Fig. 1. Güterzuglokomotive der österreichischen Südbahn.



Die seit einiger Zeit in Nordamerika in Verwendung stehenden Lokomotivprüfanlagen[4]) gestatten zwar, den Widerstand der Lokomotivmaschine genau festzustellen, es entfällt jedoch auf der feststehenden Versuchsanlage der Widerstand der untätigen Laufachsen und der Luftwiderstand. So wertvoll solche Versuchsergebnisse auch sind, so können sie also für den Betrieb auch nicht unmittelbar Verwendung finden.

Da häufig auch Bedenken gehegt werden, die auf Ausläufen erlangten Widerstandwerte auch für die Fahrt unter Dampf anzuwenden, ergibt sich um so dringender die Notwendigkeit, genaue Untersuchungen über den Widerstand der Lokomotiven bei der Fahrt unter Dampf auf der Strecke anzustellen.

Die größten Schwierigkeiten bieten hierbei hauptsächlich die Zugkraftmesser. Diese Vorrichtungen sind vorläufig noch etwas unvollkommen und für genauere Messungen wenig geeignet. Es gilt dies namentlich von denen, die zwischen dem Tender und dem ersten Wagen anstatt der Kupplung eingeschaltet werden. Dynamometer, welche in einen eigenen Wagen eingebaut sind, können entsprechend vollkommener ausgebildet werden. Solche Wagen erhalten dann auch noch andere Meßvorrichtungen und können zu verschiedenen Zwecken Verwendung finden. Bisher besitzen jedoch nur wenige Eisenbahnverwaltungen ein derartig wertvolles Hülfsmittel[1]).

Ich habe nun versucht, einen Vorgang zu ermitteln, bei welchem die Anwendung eines Zugkraftmessers entfallen kann.

Gelingt es, eine einzelne Dampflokomotive auf einer gleichmäßigen Neigung unter Dampf bei gleicher Fahrgeschwindigkeit zu erhalten, so wird die ganze indizierte Zugkraft für den Widerstand der Lokomotive und den Widerstand der Bahnneigung aufgewendet. Da die indizierte Zugkraft durch Indikatoren gemessen werden kann und das Neigungsverhältnis bekannt ist, kann der Widerstand der Lokomotive unter Dampf erlangt werden. Die hierbei erzielten Leistungen sind jedoch auch auf stärkeren Steigungen so gering, daß sie gegenüber den gewöhnlichen Beanspruchungen im Betrieb zu sehr zurückbleiben. Bei der Anwendung größerer Leistungen treten dem Zugkraftüberschuß entsprechende Beschleunigungen auf. Hat man eine genaue Meßvorrichtung, diese Beschleunigungen festzustellen, so kann auch unter solchen Umständen der Lokomotivwiderstand bestimmt werden. Ich habe diese Vorgänge gewählt und für eine $^3/_3$-gekuppelte Güterzuglokomotive die Widerstände bei

---

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2]) Versuche von Frank, Z. 1907 S. 94, Leitzmann und v. Borries, Z. 1904 S. 810, der Studiengesellschaft für Schnellbahnen, Z. 1904 S. 810, usw.

[3]) Versuche von Barbier, Hefft.

[4]) s. Z. 1905 S. 269.

[1]) Paris-Orléans-Bahn, Belgische, Italienische, Ungarische Staatsbahnen, Reichsbahnen in Elsaß-Lothringen usw.



allen Geschwindigkeits- und Leistungsverhältnissen festgestellt.

Die Hauptabmessungen der im Jahr 1897 gebauten verhältnismäßig starken Güterzuglokomotive der österreichischen Südbahn, Fig. 1, sind:

Durchmesser der Dampfzylinder	480	mm
Kolbenhub	610	»
Dmr. der Treibräder im Laufkreis	1226 (neu 1286)	»
gesamter Radstand	3240	»
wasserberührte Heizfläche der Röhren	128,3	qm
» » » Feuerbüchse	9,5	»
gesamte wasserberührte Heizfläche	137,8	»
Rostfläche	1,8	»
Kesseldruck	12,0	at
Dienstgewicht	42,0	t
Leergewicht	37,5	»

Der dreiachsige Tender von 3020 mm Radstand und 1126 mm Raddurchmesser faßt 12,0 cbm Wasser und 6,0 cbm Brennstoff. Er wiegt im Dienst mit vollen Vorräten 30,0, leer 13,0 t.

Die innerhalb der Räder angeordnete Steuerung, Bauart Stephenson, bewegt gewöhnliche flache Rotgußschieber, die auf lotrechten Schieberspiegeln liegen.

Die Abmessungen der Steuerung sind:

Exzenterhub	160	mm
Voreilwinkel (vorwärts und rückwärts)	16°	
Länge der Exzenterstangen	1390	mm
Voreröffnung bei größter Füllung	4,5	»
Abmessungen der Einströmkanäle	39 × 300	»
» » Ausströmkanäle	78 × 300	»
Breite der Stege	30	»
innere Ueberdeckung	1,0	»
äußere »	26,5	»
größte Füllung	69	vH

Die Lokomotive ist für eine Höchstgeschwindigkeit von 45 km/st bestimmt.

Das gemeinsame Haupteinströmrohr hat einen lichten Durchmesser von 160, die beiden abzweigenden Einströmrohre einen solchen von 116 mm. Die Ausströmrohre haben je 145 mm lichten Durchmesser. Der Regler gewährt im ganz geöffneten Zustande dem Dampf einen Querschnitt von 45 qcm. Das Blasrohr ist veränderlich und läßt einen Querschnitt von 48 bis 135 qcm zu. Bei sämtlichen hier angeführten Versuchen war der Regler ganz geöffnet und das Blasrohr auf den größten Querschnitt eingestellt. Der schädliche Raum beträgt vorn 6,3, rückwärts 7,3 vH des Dampfzylinderinhaltes.

Es wurde in der bereits angedeuteten Weise auf einer stärkeren Steigung mit Lokomotive und Tender allein bei einer bestimmten Füllung vom Stillstand aus angefahren. Hierbei wurde die Lokomotive fortlaufend durch einen Autoindikator indiziert und die Geschwindigkeit genau gemessen.

Der Geschwindigkeitsmesser bestand in der Grundform aus einem Morse-Schreibwerk, dessen Papierrolle mit der Triebachse in einer bestimmten Uebersetzung gekuppelt war. Jede Triebachsumdrehung wurde auf dem Streifen von der Rolle selbständig verzeichnet. Der Stromkreis des Schreibwerkes wurde durch einen Stromschließer an einer Sekundenuhr in jeder Sekunde einmal geschlossen. Um trotz großer Streifengeschwindigkeit nur ein kurzes Zeichen auf dem Papierstreifen zu erhalten, war zwischen Anker und Schreibstift ein Schnellhebel eingeschaltet.

Es erschienen somit auf dem Streifen Zeichen für Zeit und Weg; hieraus konnte der Zeitpunkt der Aufnahme jedes einzelnen Dampfdruckschaubildes festgestellt und die hierbei gleichzeitig herrschende Geschwindigkeit und Beschleunigung berechnet werden.

Zur Feststellung der Genauigkeit der Vorrichtung wurden Fahrten über Strecken von bestimmter, bekannter Länge unternommen.

Durch entsprechende Wahl des Uebersetzungsverhältnisses zwischen Triebachse und Papierrolle konnte die Vorrichtung auch für sehr rasche Geschwindigkeitsänderungen genügend genau gemacht werden.

In Fig. 2 ist die zeichnerische Ermittlung des Widerstandes für eine Füllung von 15 vH dargestellt. Der ganze Versuch währte 35,5 sk. Er wurde bei einer Fahrgeschwindigkeit von 22,3 km/st begonnen und endete bei 41,1 km/st; hierbei wurden 82,0 Triebachsumdrehungen gemacht und 313,5 m zurückgelegt.

Bei einem derartigen Vorgang erhält man den gesamten Widerstand von Lokomotive und Tender

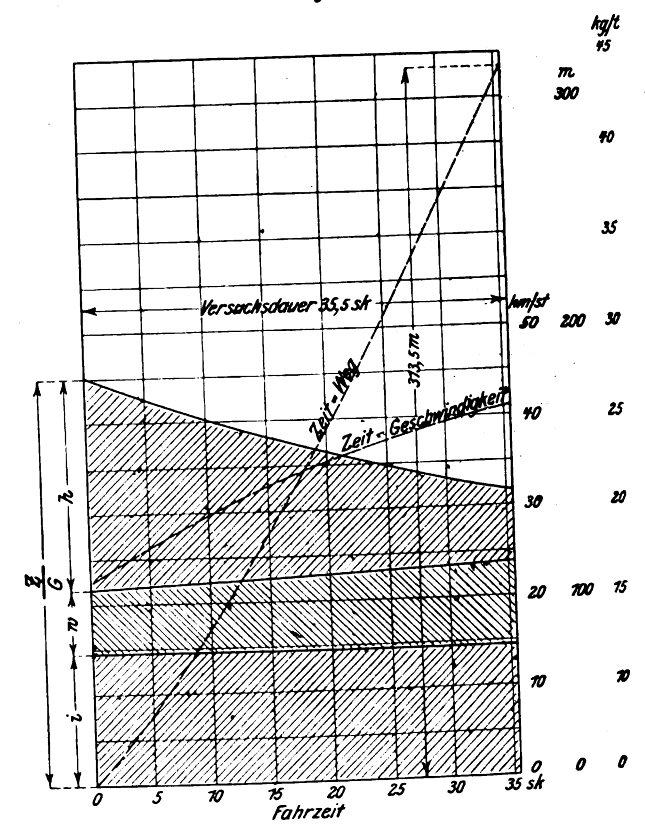
$$W \text{ kg} = Z - B - S,$$

wenn Z die indizierte Zugkraft, B die Beschleunigungskraft und S der Widerstand der Steigung in kg ist. Dividiert man diese Gleichung durch das gesamte Gewicht von Lokomotive und Tender G, so erhält man den spezifischen Widerstand

$$w \text{ kg/t} = \frac{Z}{G} - b - i,$$

wobei b die beschleunigende Kraft und i die Schwerkraftkomponente in kg/t ist.

Fig. 2.



In Fig. 2 sind diese Werte für den ganzen Verlauf des Versuches aufgetragen und der Widerstand w als Rest erhalten. $\frac{Z}{G}$ ist aus den Dampfdruckschaubildern berechnet und nach Angabe des Geschwindigkeitsmessers eingetragen.

Die Beschleunigungskraft ist

$$\gamma (M + m),$$

wenn γ die Beschleunigung in m/sk², M die Masse von Lokomotive und Tender und m die auf den Radumfang bezogenen umlaufenden Rad- und Triebwerkmassen sind[1]). Die Masse m ist an der untersuchten Lokomotive $0{,}08\,M$, so daß die ganze Beschleunigungskraft

$$B = 1{,}08\,\gamma\,\frac{G}{g}$$

ist, wenn g die Beschleunigung der Erdschwere bedeutet. Die auf die Gewichteinheit bezogene beschleunigende Kraft b ist dann

$$b = \frac{B}{G} = \frac{1080\,\gamma}{9{,}81} = 110{,}1\,\gamma.$$

[1]) Die umlaufenden Massen müssen zeichnerisch ermittelt werden.

Endlich ist die auf die Gewichteinheit bezogene Wirkung der Schwerkraft

$$i = \frac{s}{G}.$$

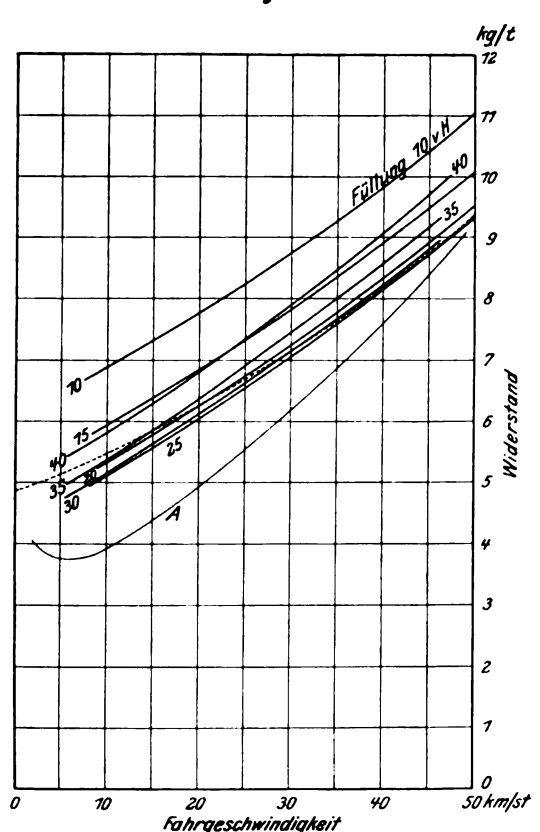
Nach diesen Grundsätzen wurde eine große Zahl von Versuchen an der erwähnten Lokomotive vorgenommen.

Die Versuche fanden bei Fahrgeschwindigkeiten von 8 bis 53 km/st und Füllungen von 9 bis 50 vH statt. Der Regler war stets ganz geöffnet und der Dampfdruck wurde auf 12,0 at erhalten.

Es hat sich ergeben, daß der zufällige Zustand der Lokomotive von so starkem Einfluß auf die Größe des Widerstandes war, daß anfänglich eine Gesetzmäßigkeit gar nicht erkannt werden konnte. Längeres Stehen der Lokomotive hatte stets eine Zunahme des Widerstandes bei den ersten Versuchen zur Folge. Bei fortgesetzter Fahrt verminderte sich der Widerstand allmählich. Nach der Rückkehr von einer längeren Dienstfahrt war der Widerstand am kleinsten, hatte jedoch durchaus nicht immer dieselbe Größe. Es war daher gar nicht möglich, die Versuche auf mehrere Tage zu verteilen; es mußten vielmehr mit der möglichst eingefahrenen Lokomotive sämtliche notwendigen Versuche an einem Tage vorgenommen werden.

Der Versuchstag war windstill, die Lufttemperatur betrug 10 bis 11° C, und die Schienen waren rein und trocken.


Fig. 3.



Zusammenstellung 1.
Widerstand von Lokomotive und Tender in kg für 1 t Gesamtgewicht (71 t).

Füllung vH	Fahrgeschwindigkeit in km/st				
	10	20	30	40	50
10	6,90	7,75	8,75	9,82	11,02
15	5,95	6,85	7,82	8,93	10,05
20	5,31	6,24	7,25	8,34	9,50
25	5,10	6,02	7,05	8,14	9,28
30	5,12	6,11	7,16	8,23	9,38
35	5,35	6,34	7,45	8,58	9,75
40	5,80	6,85	7,88	9,06	10,35

Die verschiedenen Versuche wurden mehrfach wiederholt. Die mittleren Ergebnisse sind durch die Schaulinien in Fig. 3 dargestellt und die entsprechenden Werte in Zusammenstellung 1 aufgenommen.

Der Verlauf des Widerstandes entspricht im allgemeinen den bekannten Grundsätzen, indem bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit der Widerstand bei allen Füllungsverhältnissen in steigendem Maße wächst.

Der größte Widerstand ergab sich bei der kleinsten Füllung von 10 vH; der geringste Widerstand trat bei rd. 25 vH Füllung auf. Die größte untersuchte Füllung von 40 vH ergab wieder einen größeren Widerstand.

Es ist aus Fig. 3 noch zu entnehmen, daß bei großen Füllungen der Widerstand mit der Fahrgeschwindigkeit rascher anwächst als bei kleinen.

Um für diese eigenartigen Erscheinungen eine Erklärung zu finden, wäre eine Trennung der verschiedenen Widerstände wünschenswert. Eine unmittelbare Messung des Luftwiderstandes oder des Triebwerkwiderstandes ist ausgeschlossen. Am einfachsten wäre noch der Widerstand des Tenders für sich zu bestimmen, wenn dieser beim Auslaufen untersucht würde. Da jedoch der Tender allein ohne Zweifel einen größeren Luftwiderstand aufweist, als wenn er mit der Lokomotive verbunden ist, so würde selbst ein solcher Versuch keine zuverlässigen Aufschlüsse bringen.

Um die Versuchsergebnisse weiter untersuchen zu können, müssen daher andre Mittel gesucht werden.

Der Luftwiderstand und der Widerstand von Laufachsen wurde bei den Versuchen der Studiengesellschaft für Schnellbahnen auf der Strecke Marienfelde-Zossen innerhalb weiter Grenzen sehr genau bestimmt. Es sei daher versucht, die dort erhaltenen Werte in dieser Studie einzuführen[1]).

Der Widerstand der Luft in kg für eine Fläche von 1 qm, welche senkrecht zur Bewegungsrichtung steht, ist bei Windstille

$$0{,}0052\, V^2,$$

wenn V die Fahrgeschwindigkeit in km/st ist. Diese Beziehung wurde für die ebene Vorderfläche der Schnellbahnwagen gefunden. Für Dampflokomotiven erscheint derselbe Ausdruck anwendbar, wenn die Fläche als wirksam betrachtet wird, die von der äußersten Umrißlinie eingeschlossen erscheint. Da sich jedoch einzelne Teile decken und mehrfach wirken, sei hier der erhöhte Wert $0{,}006\, V^2$ eingeführt. Der Luftwiderstand ist somit in kg

$$L = 0{,}006\, F\, V^2,$$

wenn F die wirksame Fläche in qm ist. F beträgt für die untersuchte Lokomotive 8,0 qm.

Der Widerstand von Laufachsen wurde bei den Schnellfahrversuchen nahezu nach der Gleichung

$$w = 1{,}5 + 0{,}012\, V$$

veränderlich gefunden. Die Achsen der Schnellbahnwagen weichen in der Bauart von gewöhnlichen Tenderachsen nur wenig ab. Da jedoch die Instandhaltung der Achslagerbüchsen an den Tendern minder günstig anzunehmen ist als an den Schnellbahnwagen, sei hier der etwas höhere Wert

$$1{,}8 + 0{,}015\, V$$

eingeführt.

Der vereinigte Luft- und Laufwiderstand für Lokomotive und Tender, bezogen auf das gesamte Gewicht, ist daher aus der Gleichung

$$w \text{ kg/t} = \frac{L\,(1{,}5 + 0{,}012\, V) + 0{,}006\, F\, V^2}{D}$$

zu erlangen. Hierbei ist

L das Gewicht auf Laufachsen . . . . 29 t
D » gesamte Lokomotiv- und Tendergewicht . 71 »
F die Querschnittfläche der Lokomotive . . . . 8,0 qm
V die Fahrgeschwindigkeit in km/st.

Für diese Werte erhält man folgende Widerstände:

Fahrgeschwindigkeit	10	20	30	40	50 km/st
Widerstand . . .	0,86	1,13	1,53	2,06	2,73 kg/t.

[1]) Die Bewegungswiderstände der Eisenbahnfahrzeuge, von v. Borries, Z. 1904 S. 810.

Zusammenstellung 2.
Widerstand des Triebwerkes in kg für 1 t Reibungsgewicht (42 t).

Füllung vH	Fahrgeschwindigkeit in km/st 10	20	30	40	50
10	10,21	11,19	12,20	13,12	14,01
15	8,60	9,67	10,63	11,61	12,38
20	7,52	8,64	9,67	10,61	11,44
25	7,17	8,27	9,33	10,28	11,08
30	7,15	8,42	9,52	10,43	11,25
35	7,59	8,13	10,00	11,02	11,87
40	8,35	9,55	10,73	11,83	12,71

Zusammenstellung 3.
Widerstand des Triebwerkes in kg.

Füllung vH	Fahrgeschwindigkeit in km/st 10	20	30	40	50
10	429	470	513	551	589
15	361	406	447	488	520
20	316	363	406	446	481
25	301	347	392	432	465
30	300	353	400	439	472
35	319	342	420	463	498
40	351	401	451	497	534

Zusammenstellung 4.
Maschineller Wirkungsgrad.

Füllung vH	Fahrgeschwindigkeit in km/st 10	20	30	40	50
10	0,824	0,795	0,737	0,638	0,431
15	0,902	0,877	0,844	0,786	0,688
20	0,933	0,917	0,893	0,857	0,792
25	0,954	0,939	0,915	0,888	0,841
30	0,955	0,942	0,925	0,903	0,865
35	0,956	0,950	0,930	0,909	—
40	0,958	0,946	—	—	—

Werden diese Summen von Luft- und Laufachswiderstand vom Gesamtwiderstand in Zusammenstellung 1 abgezogen, so bleibt der Widerstand des Triebwerkes übrig. Dieser erscheint auf das Gesamtgewicht von 71 t bezogen. Soll er auf 1 t Reibungsgewicht bezogen werden, so sind die erhaltenen Werte mit $\frac{D}{R} = \frac{71}{42}$ zu multiplizieren. Man erhält dann die in Zusammenstellung 2 aufgeführten Werte. Die zugehörigen Schaulinien sind in Fig. 4 wiedergegeben.

Hieraus ist zu entnehmen, daß die spezifischen Widerstände des Triebwerkes ebenfalls mit der Fahrgeschwindigkeit wachsen. Der Verlauf der Linien ist gegen die Geschwindigkeitsachse konkav.

Eine sehr regelmäßige Anordnung der Schaulinien erhält man, wenn die Widerstände nach Fig. 5 geordnet werden. Bei bestimmter Fahrgeschwindigkeit ergeben stets Füllungen von 25 bis 27 vH den geringsten Widerstand. Bei abnehmender Füllung und gleichbleibender Fahrgeschwindigkeit steigt der Widerstand rasch an. Bei zunehmender Füllung steigt der Widerstand ebenfalls, doch in geringerem Maße.

Der maschinelle Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine erscheint als Quotient zwischen der ausgeübten Zugkraft am Umfang der Triebräder und der indizierten Zugkraft, wagerechte Strecke und Beharrungszustand vorausgesetzt.

Die Verluste zwischen der indizierten Zugkraft und der Zugkraft am Umfang der Triebräder sind die in Zusammenstellung 3 enthaltenen Widerstände des Triebwerkes.

Der Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine entspricht somit dem Wert

$$\frac{Z_i - W}{Z_i},$$

wenn Z_i die indizierte Zugkraft und W der Widerstand des Triebwerkes ist.

Fig. 4.

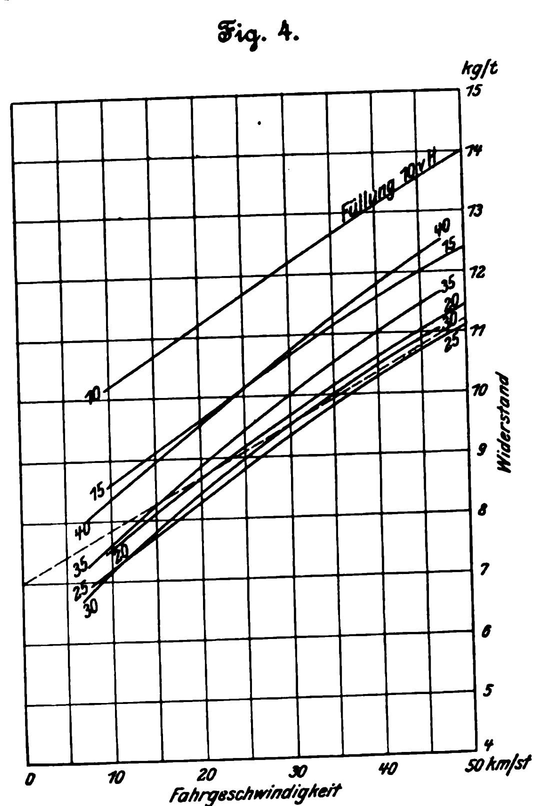
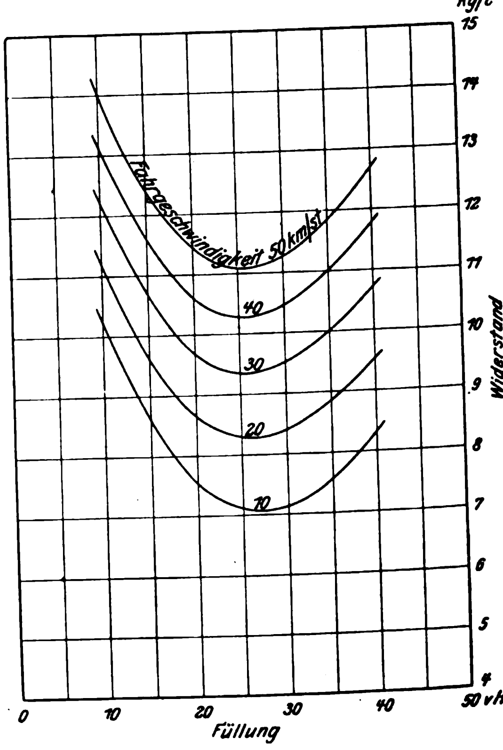


Fig. 5.



Die indizierten Zugkräfte, welche bei verschiedenen Füllungen und Fahrgeschwindigkeiten auftreten, sind in Fig. 6 dargestellt. Hieraus ergeben sich die Wirkungsgrade, welche in Zusammenstellung 4 enthalten sind. Eine zeichnerische Darstellung der Wirkungsgrade ist in Fig. 7 gegeben.



Hieraus ist zu entnehmen, daß der günstigste Wirkungsgrad bei den größten Füllungen eintritt. Er ändert sich anfänglich nur wenig mit der Fahrgeschwindigkeit. Je kleiner die Füllungen jedoch werden, um so geringer wird der Wirkungsgrad, und um so rascher nimmt er mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab.

Bemerkenswert günstig ist der Wirkungsgrad bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten von 15 bis 30 km/st und 25 bis



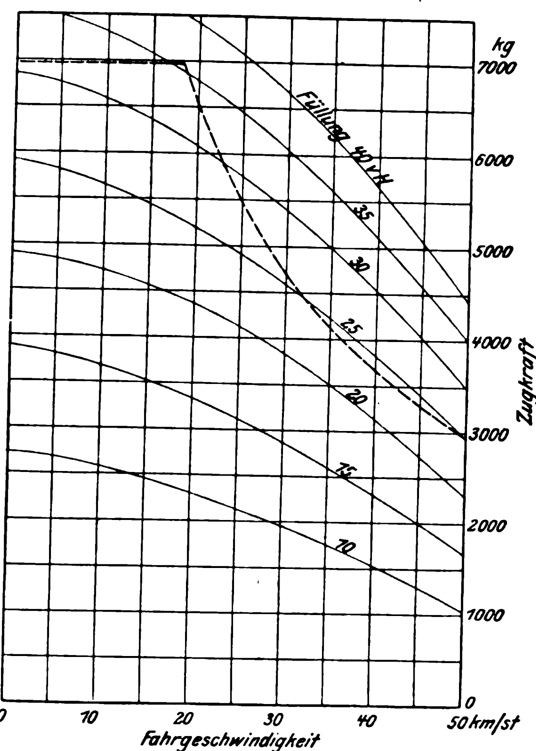
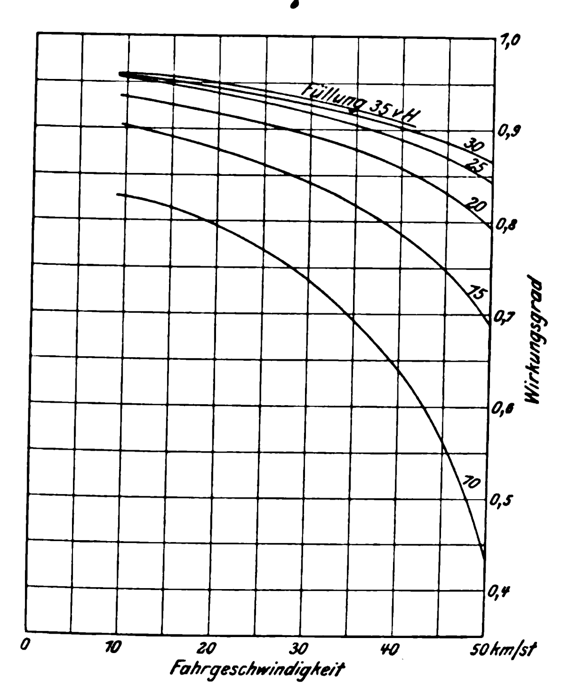


Fig. 7.



40 vH Füllung; er beträgt hierbei 0,92 bis 0,95. Sehr ungünstig erwies sich der Wirkungsgrad für Füllungen von 10 vH bei Fahrgeschwindigkeiten über 35 km/st. Diese Erscheinung ist jedenfalls auf die großen Kompressionen zurückzuführen, welche im Triebwerk starke Pressungen erzeugen, während gleichzeitig die indizierte Zugkraft sehr gering ist.

Von besonderm Wert sind diejenigen Widerstände, welche bei annähernd ganz ausgenutzter Lokomotive auftreten, da sie für die Bewegung von Zuglasten, Fahrzeiten usw. Verwendung finden können. Es soll daher hier ein kurzer Ueberblick über das Leistungsgebiet der untersuchten Lokomotive eingeschaltet werden.

Die größte im Beharrungszustand verfügbare Zugkraft der Lokomotive ist in Fig. 6 dargestellt.

Bis zur Fahrgeschwindigkeit von 18 km/st kann die nutzbare Reibung voll ausgenutzt werden. Bei einem Reibungswert von 165 kg/t, der auf langen Rampen der Gebirgstrecken noch zulässig erscheint, erhielt man eine größte Zugkraft von 6930 kg. Für Fahrgeschwindigkeiten über 18 km/st kommt die Kesselleistung voll zur Geltung. Die indizierte Leistung nimmt mit wachsender Fahrgeschwindigkeit zu und erreicht bei 45 km/st etwa 540 PS, während bei der Fahrgeschwindigkeit von 18 km/st nur 460 PS indiziert werden. Diese Leistungen gelten bei Verwendung einer Schwarzkohle von rd. 6250 WE.

In Fig 6 sind auch die Zugkräfte eingezeichnet, welche bei Anwendung der verschiedenen Füllungsgrade erzielt werden. Hieraus ist zu erkennen, daß bei 12,0 kg/qcm Kesseldruck und ganz geöffnetem Regler eine Füllung von 36 vH genügte, um die größte Zugkraft im Beharrungszustand auszuüben. Für das erste Anziehen sind natürlich größere Füllungen notwendig. Sollen bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten die größten im Beharrungszustand anwendbaren Zugkräfte durch die kleinsten Füllungen bei weit geöffnetem Regler erzielt werden, wie dies in einem wirtschaftlichen Betrieb im allgemeinen anzustreben ist, so erhält man folgende Zusammenstellung:

Fahrgeschwindigkeit:	10	15	20	25	30	35	40	45	50 km/st
Füllung:	32,5	34,0	33,0	28,0	25,5	24,5	24,0	24,5	25,0 vH

Tatsächlich läßt sich eine so genaue Einstellung der Steuerung nicht erreichen. Es läßt sich jedoch auch erfahrungsgemäß ein bestimmtes Geschwindigkeitsgebiet für jede Füllung feststellen, welches bei Ausübung der Höchstleistung in Betracht kommt. Unter Hinweis auf Fig. 6 lassen sich folgende zusammengehörige Füllungen und Fahrgeschwindigkeit erkennen:

Füllung:	35	30	25 vH
Fahrgeschwindigkeit:	10 bis 25	15 bis 30	25 bis 50 km/st

Sucht man in Fig. 4 die diesen Füllungen entsprechenden Widerstandschaulinien auf, so findet man, daß sie annähernd durch eine Gerade mit der Gleichung

$$W = 7{,}0 + 0{,}084\ V$$

ersetzt werden können. Sie ist in Fig. 4 gestrichelt eingetragen und entspricht folgenden auf 1 t Reibungsgewicht bezogenen Werten:

Fahrgeschwindigkeit:	0	10	20	30	40	50 km/st
Widerstand:	7,00	7,84	8,68	9,52	10,36	11,20 kg/t

Der spezifische Widerstand des Triebwerkes ist demnach etwa viermal größer als der der Laufachsen und nimmt mit der Fahrgeschwindigkeit rascher zu als dieser.

Der gesamte Widerstand der Lokomotive setzt sich daher zusammen aus

1) dem Luftwiderstand

$$0{,}006\ F\ V^2,$$

2) dem Widerstand der Laufachsen des Tenders (und der Lokomotive, wenn solche vorhanden sind)

$$L\,(1{,}8 + 0{,}015\ V)$$

und 3) aus dem Widerstand des Triebwerkes

$$R\,(7{,}0 + 0{,}084\ V).$$

In diesen Gleichungen ist

F der Querschnitt der Lokomotive in qm,
L das Gewicht auf den Laufachsen in t,
R das Gewicht auf den gekuppelten Achsen in t und
V die Fahrgeschwindigkeit in km/st.

Den spezifischen Widerstand erhält man, wenn die Summe der Widerstände durch das Gesamtgewicht von Lokomotive und Tender $(L + R)$ dividiert wird:

$$W\,\text{kg/t} = \frac{0{,}006\ F\ V^2 + L\,(1{,}8 + 0{,}015\ V) + R\,(7{,}0 + 0{,}084\ V)}{L + R}$$

Für die untersuchte Lokomotive ergibt sich unter Annahme von $F = 8$ qm, $L = 29$ t und $R = 42$ t die Widerstandsgleichung

$$W = 4{,}88 + 0{,}0558\ V + 0{,}000676\ V^2.$$

Die entsprechende Schaulinie ist in Fig. 3 punktiert eingetragen. Sie entspricht folgenden Werten:

Fahrgeschwindigkeit:	0	10	20	30	40	50 km/st
Widerstand:	4,88	5,50	6,26	7,16	8,19	9,36 kg/t

Mit Hülfe obiger Gleichung kann auch der Widerstand andrer Lokomotiven mit dreifacher Kupplung annähernd bestimmt werden, wenn sie von der Versuchslokomotive nicht zu sehr abweichen.

Hinsichtlich des Widerstandes des Triebwerkes wäre noch zu bemerken, daß sein Anwachsen richtiger auf die Umlaufzahl der Triebachse als auf die Fahrgeschwindigkeit zu beziehen wäre. Die Gruppierung der Zugkräfte bei den verschiedenen Füllungen nach Darstellung von Fig. 6 ist allein von der Umlaufzahl der Triebachsen abhängig. Die bei der Höchstleistung notwendigen Füllungsgrade werden daher ebenfalls von der Umlaufzahl der Triebachsen beeinflußt, und damit auch der Widerstand bei denselben.

Bei Lokomotiven mit kleinem Raddurchmesser wird also der Widerstand des Triebwerkes mit der Fahrgeschwindigkeit viel rascher zunehmen als an Lokomotiven mit großem Raddurchmesser. Es wird daher in der Gleichung

$$w = (7{,}0 + 0{,}084\ V)$$

das zweite Glied zweckmäßiger den Durchmesser der Triebräder enthalten und

$$w = \left(7{,}0 + \frac{0{,}1075\ V}{D}\right)$$

lauten, wenn D den Durchmesser der Triebräder in m bedeutet. In dieser Form könnte die Gleichung auch für dreifach gekuppelte Lokomotiven mit andern Triebraddurchmessern Anwendung finden.

Schließlich ist zu bemerken, daß die errechneten Gleichungen und Widerstandwerte mit entsprechender Vorsicht zu verwenden sind. Es ist nicht unmöglich, daß der Luftwiderstand für die untersuchte Lokomotive doch zu gering angenommen wurde, da der als Rest erhaltene Widerstand des Triebwerkes noch eine so starke Zunahme mit der Fahrgeschwindigkeit zeigt. Auch der Widerstand der Laufachsen kann fehlerhaft beurteilt sein. Solange nicht zuverlässige, an Lokomotiven selbst festgestellte Werte bekannt sind, erscheint das angestrebte Zusammensetzen des Lokomotivwiderstandes daher noch wenig erfolgreich.

Die gemessenen Werte des Lokomotivwiderstandes bei der Fahrt unter Dampf (Zusammenstellung 1 und Fig. 3) bieten indessen selbst schon verschiedene Anhaltpunkte über das Verhalten des Lokomotivwiderstandes.

Zur Ergänzung dieser Versuche wurden mit derselben Lokomotive noch mehrere Auslaufversuche bei der Fahrt mit geschlossenem Regler auf stärkeren Gefällen unternommen. Die Steuerung war hierbei ganz ausgelegt, die Zylinderhähne geöffnet und das Blasrohr auf den größten Querschnitt eingestellt. Die Lokomotive ist mit einem Ricour-Luftsaugeventil versehen, das am Dampfeinströmrohr vor dem Dom angebracht ist.

Schaulinie A in Fig. 3 entspricht den mittleren Ergebnissen der Ausläufe.

Bei Geschwindigkeiten unter 6 km/st steigt der Widerstand wieder an. Diese Erscheinung ist bereits bekannt und dürfte auf ungenügende Schmierung der Achsen und Zapfen bei diesen kleinen Geschwindigkeiten zurückzuführen sein [1].

Das Gewicht von Lokomotive und Tender betrug auch bei diesen Versuchen 71,0 t.

Wie aus Fig. 3 zu entnehmen ist, war der durch Ausläufe gefundene Widerstand geringer als der bei der Fahrt unter Dampf festgestellte. Der erstere ist bei 10 km/st Fahrgeschwindigkeit um 1,58 kg/t kleiner als der letztere. Bei 50 km/st sind beide Widerstände gleich groß.

Der geringere Widerstand der Lokomotive beim Auslauf erklärt sich jedenfalls durch den Wegfall der Drücke im Triebwerk infolge der Kolbenkraft. Da jedoch bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Luftpumparbeit der Kolben hinzukommt, wächst der Widerstand dann um so rascher an.

In Ermanglung andrer Widerstandswerte ist daher die Widerstandsermittlung durch Ausläufe immerhin empfehlenswert, da sie wenigstens das Mindestmaß des Widerstandes erkennen läßt.

Einen besseren Einblick in die verwickelten Widerstandsverhältnisse der Lokomotiven wird man erst mit Hülfe der Lokomotivprüfanlagen neben Versuchsfahrten auf der Strecke erhalten. Der Lokomotivprüfanlage fällt die Aufgabe zu, die Widerstände des Triebwerkes unter verschiedenen Füllungsverhältnissen und Umlaufzahlen festzustellen, denn dies ist auf der Strecke nur sehr unvollkommen möglich. Die Lokomotivprüfanlage der Pennsylvaniabahn hat in dieser Hinsicht bereits bemerkenswerte Aufschlüsse gebracht. Die bisher durchgeführten Versuche sind indessen noch zu wenig zahlreich und zusammenhängend, um als Grundlage für eingehendere Studien verwendet zu werden. Es fehlen auch die zugehörigen Streckenversuche.

Vielleicht wird die Lokomotivprüfanlage der kgl. Technischen Hochschule in Charlottenburg bald imstande sein, in diesem wenig bekannten Gebiet eine erfolgreiche Forschung zu beginnen.

Bei Durchführung der beschriebenen Versuche stand mir Hr. Ingenieur K. Plhag als unermüdlicher Mitarbeiter zur Seite.

[1] Versuche über den Widerstand von Eisenbahnzügen von Dr. Sanzin, Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereines 1903 S. 649.

Versuche über die Formänderung und die Widerstandsfähigkeit von Hohlzylindern mit und ohne Rippen.[1]

Von C. Bach.

Bei Dampfturbinen finden sich zylindrische Mäntel mit Längs- und Querrippen. Den Einfluß der Rippen auf die Widerstandsfähigkeit durch Versuche festzustellen, bin ich durch meinen Kollegen Bantlin veranlaßt worden. Zur Lösung der damit gegebenen Aufgabe sind die folgenden Untersuchungen durchgeführt.

Aus dem gleichen zähen Gußeisen wurden zur Herstellung aufgegeben:

1 Hohlzylinder A, Fig. A_1, ohne Rippen, Lichtweite rd. 500 mm, Wandstärke rd. 20 mm,

1 » B, Fig. B_1 und B_2, mit Längs- und Querrippen von rd. 50 mm Höhe, sonst wie bei A,

1 Hohlzylinder C, Fig. C_1 und C_2, mit Längs- und Querrippen von rd. 100 mm Höhe, sonst wie bei A.

Diese Versuchskörper wurden innerer Flüssigkeitspressung ausgesetzt; dabei wurde in der Mitte je die Zunahme zweier rechtwinklig zueinander stehenden Durchmesser, und zwar in senkrechter und wagerechter Richtung, gemessen [1]).

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Hohlzylinder A ohne Rippen, Fig. A_1.

Infolge wiederholt eintretender Undichtheit der Deckel mußte der Versuch mehrmals unterbrochen werden, weshalb auf den einzelnen Belastungsstufen nur die federnden Aenderungen der äußeren Zylinderdurchmesser ermittelt werden konnten.

[1] Diese Messungen wurden durch Hrn. Baumann ausgeführt.

Fig. A_1.

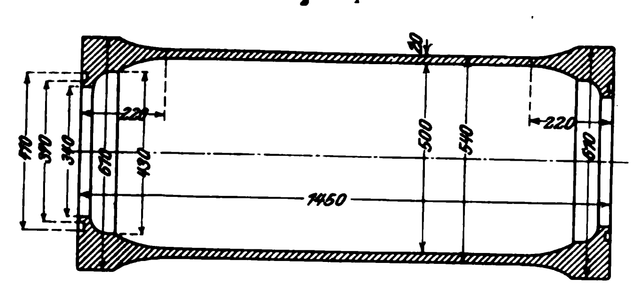
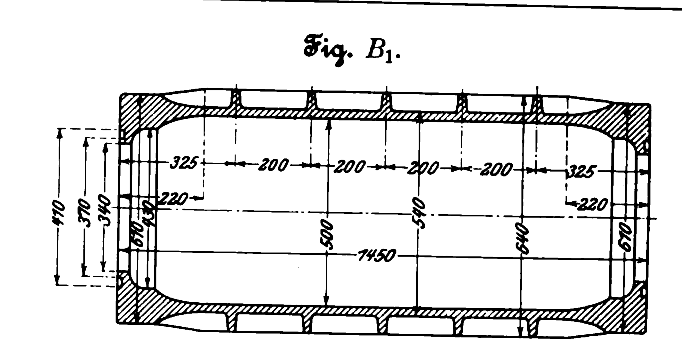
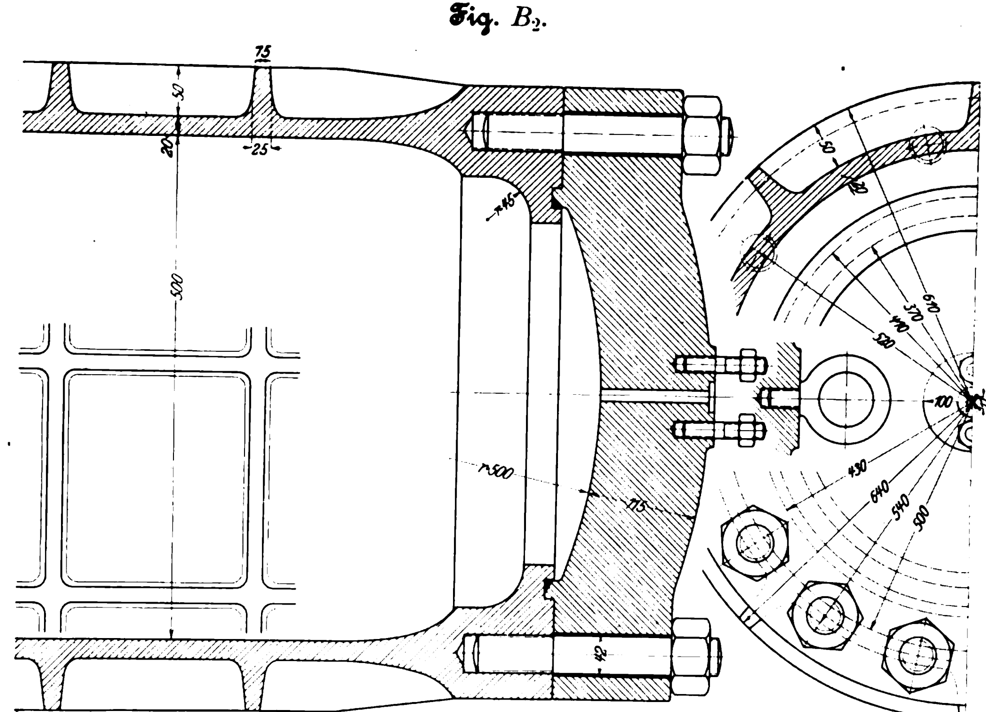


Fig. B_1.



Belastungsstufe at	federnde Zunahme der Durchmesser in mm		
	senkrecht, ursprünglich 553,5 mm	wagerecht, ursprünglich 545,7 mm	Mittel
0/20	0,05	0,15	0,10
0/40	0,11	0,32	0,215
0/60	0,18	0,49	0,335
0/80	0,26	0,69	0,475

Fig. B_2.



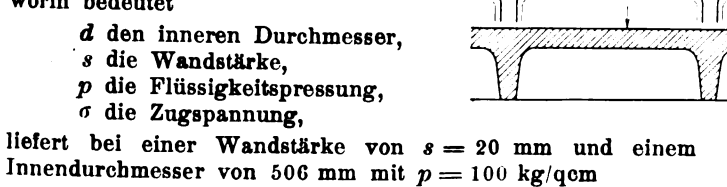
Nachdem die Pressung von 100 at rd. 1 Minute gewirkt hatte, trat plötzlich der Bruch in der Gußnaht nach der aus Fig. A_2 ersichtlichen Linie ein.

Die Bruchfläche war gesund.

Die Wandstärken sowie die inneren Durchmesser an der Rißstelle sind in Fig. A_2 eingetragen.

Die Gleichung für dünnwandige Zylinder

$$pd = 2s\sigma \quad . \quad . \quad (1),$$

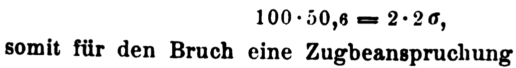


worin bedeutet

d den inneren Durchmesser,
s die Wandstärke,
p die Flüssigkeitspressung,
σ die Zugspannung,

liefert bei einer Wandstärke von $s = 20$ mm und einem Innendurchmesser von 506 mm mit $p = 100$ kg/qcm

$$100 \cdot 50{,}6 = 2 \cdot 2\sigma,$$



somit für den Bruch eine Zugbeanspruchung

$$\sigma = 1265 \text{ kg/qcm}.$$

Die aus dem Zylinder nach Fig. A_2 herausgearbeiteten Stäbe ergaben folgendes:

1) Die Flachstäbe 4, 5 und 6 mit Gußhaut

$$\text{Zugfestigkeit } K_z = \frac{1781 + 1749 + 1750}{3} = 1760 \text{ kg/qcm}^{1)}.$$

1) Diese Bestimmungen wurden durch Hrn. Ulrich ausgeführt.

Fig. C_1.

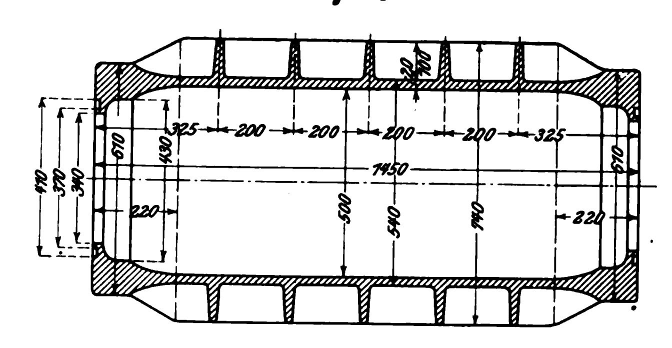
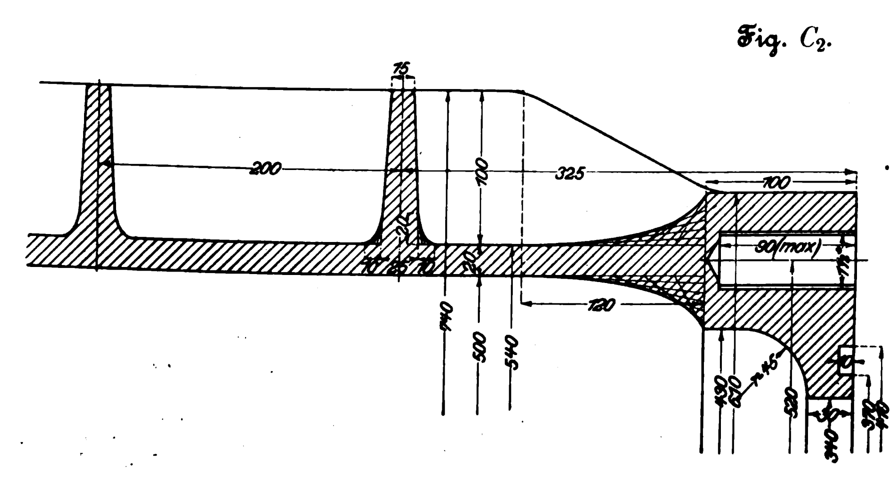
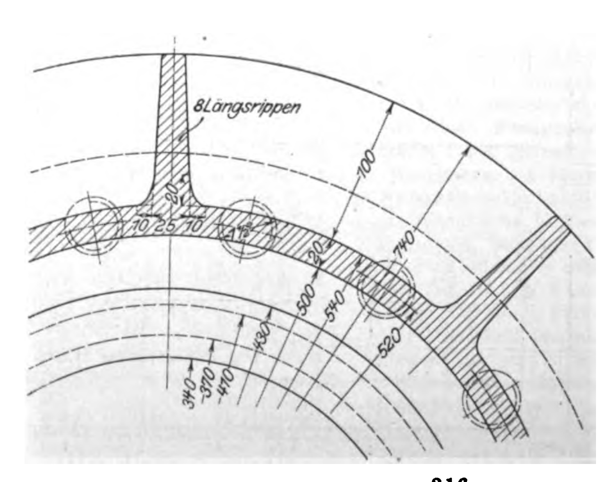


Fig. C_2.





2) Die Rundstäbe von rd. 19 mm Dmr., durch Drehen aus den Stäben 1, 2 und 3 hergestellt,

$$\text{Zugfestigkeit } K_z = \frac{1708 + 1827 + 1718}{3} = 1751 \text{ kg/qcm}^{1)}.$$

Folgende Zusammenstellung enthält die Größe der Dehnungen[1]):

Belastungsstufe kg/qcm	Stab 1 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm federnde	Stab 1 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm bleibende	Stab 1 α der Federung	Stab 2 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm federnde	Stab 2 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm bleibende	Stab 2 α der Federung	Stab 3 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm federnde	Stab 3 Dehnungen in $^1/_{1000}$ cm bleibende	Stab 3 α der Federung
352/528	2,04	0,40	$\frac{1}{863000}$	1,92	0,23	$\frac{1}{917000}$	—	—	—
376/564	—	—	—	—	—	—	1,99	0,62	$\frac{1}{945000}$
352/704	4,30	1,40	$\frac{1}{819000}$	4,07	1,42	$\frac{1}{865000}$	—	—	—
376/752	—	—	—	—	—	—	4,31	2,33	$\frac{1}{872000}$
352/880	6,76	3,06	$\frac{1}{781000}$	6,46	3,27	$\frac{1}{817000}$	—	—	—
376/940	—	—	—	—	—	—	6,85	4,97	$\frac{1}{823000}$
352/1056	9,42	5,95	$\frac{1}{747000}$	9,07	6,00	$\frac{1}{776000}$	—	—	—
376/1128	—	—	—	—	—	—	9,67	8,82	$\frac{1}{778000}$

Die Dehnungen gelten für 10 cm Meßlänge.

Hiernach beträgt die aus Gl. (1) bei Einsetzung der Flüssigkeitspressung, welche den Bruch herbeigeführt hat, berechnete Zugfestigkeit um

$$1760 - 1265 = 495 \text{ kg/qcm}$$

oder

$$100 \frac{495}{1760} = 28 \text{ vH}$$

weniger, als der unmittelbare Zugversuch mit Stäben, welche die Gußhaut besaßen, ergab.

Dieses Weniger wird in der Hauptsache auf den Einfluß von Unvollkommenheiten der Form (Abweichungen vom genauen Kreiszylinder), auf denjenigen der Gußhaut im Innern des Zylinders[1]) und auf Gußspannungen zurückzuführen sein.

Die in Fig. A_4 gegebene Darstellung[2]) der federnden Dehnungen der 3 Rundstäbe läßt erkennen, daß die Federungen in der Reihenfolge der Stabnummern 1, 2 und 3 abnehmen, während die bleibenden Dehnungen wachsen. Der Hohlzylinder wurde stehend gegossen; dabei war die Stelle des Stabes 1 unten, diejenige des Stabes 3 oben.

Diese Feststellung, betreffend die Aenderung der Elastizität und der bleibenden Dehnungen des Materiales je nach der Höhenlage der Stäbe im Zylinder, erscheint von erheblichem Interesse.

[1]) Diese Bestimmungen wurden durch Hrn. Ulrich ausgeführt.

Fig. A_2.

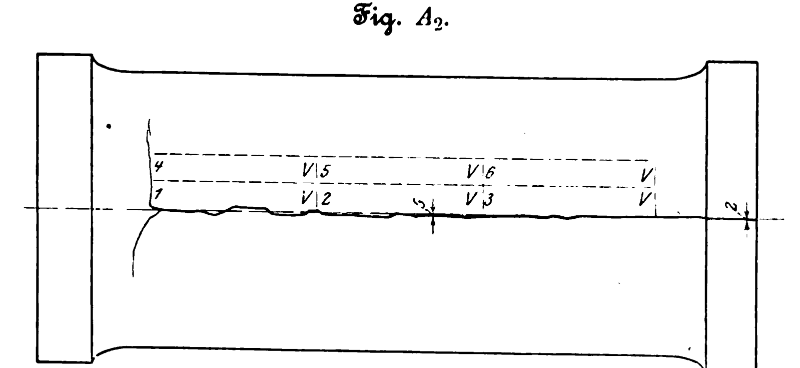


Fig. A_3.

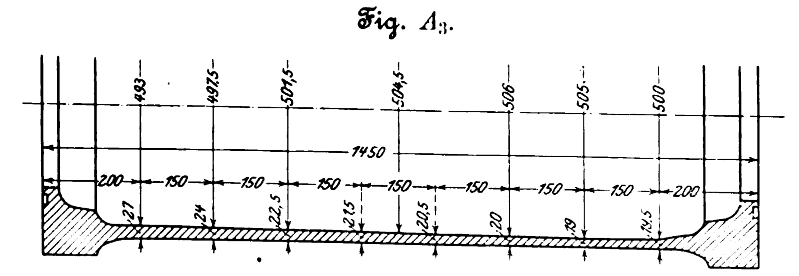
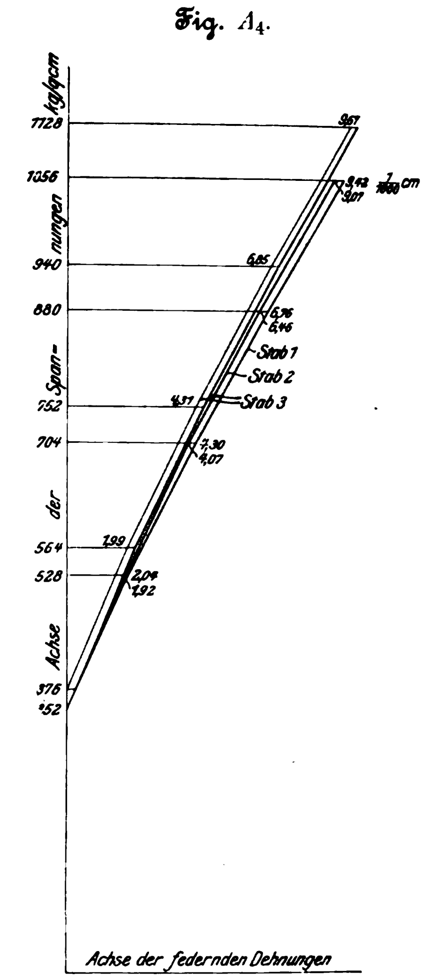


Fig. A_4.



Hohlzylinder *B* mit 50 mm hohen Längs- und Querrippen, Fig. B_1 und B_2.

Belastung und Entlastung wurden auf jeder Stufe so oft gewechselt, bis die gesamten und bleibenden Zunahmen der beiden Durchmesser sich nicht mehr änderten. Dazu gehörten anfangs nur zwei Wechsel, gegen das Ende hin 7 Wechsel.

Belastungsstufe at	senkrecht, ursprünglich 649 mm gesamte	senkrecht bleibende	senkrecht federnde	wagerecht, ursprünglich 650 mm gesamte	wagerecht bleibende	wagerecht federnde	Mittel gesamte	Mittel federnde
0/20	0,07	0,00	0,07	0,06	0,00	0,06	0,065	0,065
0/40	0,16	0,00	0,16	0,13	0,00	0,13	0,145	0,145
0/60	0,26	0,02	0,24	0,22	0,02	0,20	0,24	0,22
0/80	0,39	0,04	0,35	0,33	0,04	0,29	0,36	0,32
0/100	0,58	0,10	0,48	0,51	0,11	0,40	0,545	0,44
0/120	0,93	0,25	0,68	0,78	0,24	0,54	0,855	0,61

(Zunahme der Durchmesser in mm)

Beim Steigern des Druckes sprang das Rohr unter 129 at nach Fig. B_4. Das Rohr klafft in der Mitte um 5 mm. Fig. B_3 enthält die Wandstärken und die inneren Durchmesser an der Bruchstelle.

[1]) Vergl. in dieser Hinsicht »Elastizität und Festigkeit«, 1905 S. 558, Fußbemerkung, oder »Maschinenelemente«, 1908 S. 740, Fußbemerkung 2.

[2]) In Fig. A_4 ist die schwach ausgezogene Linie für Stab 3 unmittelbar aus den Beobachtungen gewonnen; um den Stab 3 mit den beiden anderen Stäben vergleichen zu können, ist sie entsprechend nach rechts verschoben.

Hohlzylinder C mit 100 mm-Längs- und Querrippen, Fig. C_1 und C_2.

Versuchsanordnung wie bei B angegeben.

Belastungsstufe at	Zunahme der Durchmesser in mm							
	senkrecht, ursprünglich 744 mm			wagerecht, ursprünglich 742,5 mm			Mittel	
	gesamte	bleibende	federnde	gesamte	bleibende	federnde	gesamte	federnde
0/20	0,06	0,00	0,06	0,05	0,00	0,05	0,055	0,055
0/40	0,14	0,01	0,13	0,12	0,00	0,12	0,13	0,125
0/60	0,27	0,02	0,25	0,20	0,01	0,19	0,235	0,22
0/80	0,41	0,04	0,37	0,29	0,03	0,26	0,35	0,315
0/100	0,62	0,08	0,54	0,41	0,06	0,35	0,515	0,445
0/120	0,79	0,15	0,64	0,57	0,11	0,46	0,68	0,55
0/140	1,17	0,42	0,75	0,84	0,25	0,59	1,005	0,67

Fig. B_3.

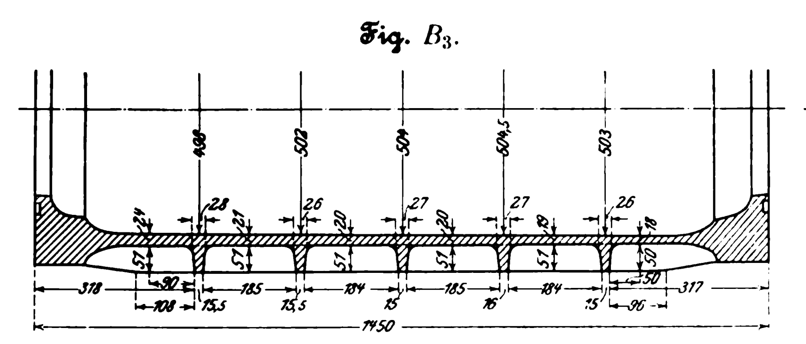
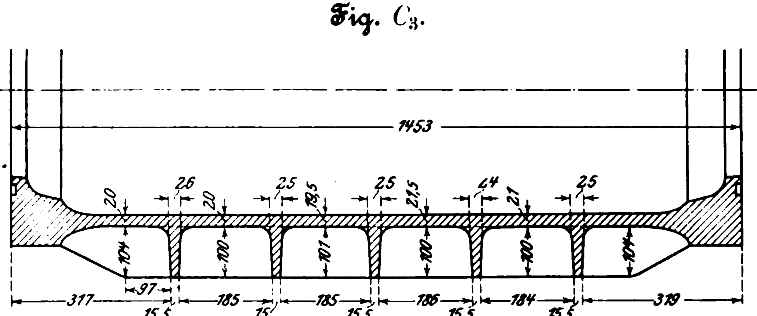


Fig. C_3.



Nachdem der Druck zum fünftenmal auf 140 at gesteigert worden war, zersprang das Rohr. Fig. C_4 zeigt, daß nicht bloß ein Längsriß entstanden ist, wie bei A und B, sondern daß auch Querrisse vorhanden sind.

Fig. C_3 enthält die Wandstärken an der Bruchstelle. Die genaue Ausmessung der inneren Durchmesser mußte vorläufig unterlassen werden, um den Versuchskörper ganz zu erhalten.

Fig. B_4.

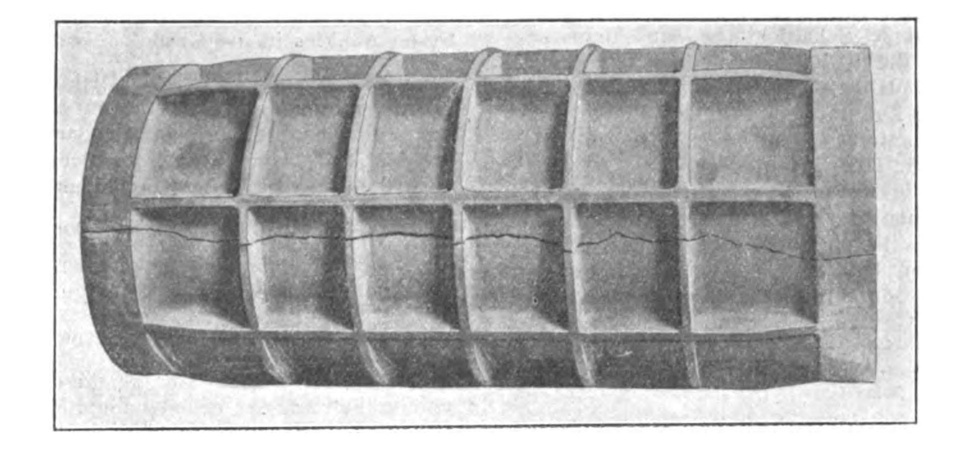
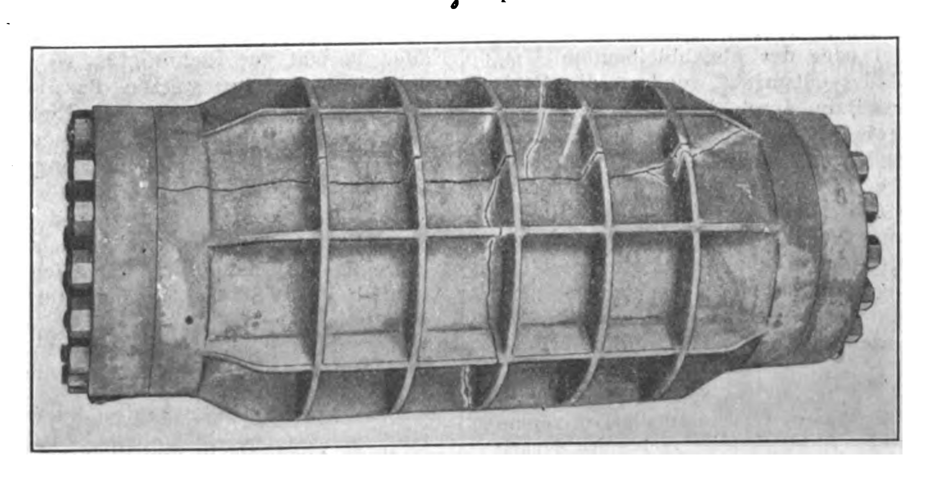


Fig. C_4.



Zusammenfassung.

1) Wird in der Gleichung (1) für dünnwandige Hohlzylinder die Flüssigkeitspressung eingesetzt, welche den Bruch herbeigeführt hat, so ergibt sich bei dem Hohlzylinder A ohne Rippen für die Zugspannung ein um 28 vH kleinerer Wert, als der unmittelbare Zugversuch geliefert hat. Ueber die Gründe ist beim Hohlzylinder A das Erforderliche angegeben.

2) Die Dehnungen des aus dem Hohlzylinder A herausgearbeiteten Materiales ergaben sich verschieden gemäß der Höhenlage, welche die betreffende Stelle in dem stehend gegossenen Zylinder besessen hat (vergl. Fig. A_3).

3) Wird als Maß der Widerstandsfähigkeit der drei Zylinder je die Flüssigkeitspressung angenommen, durch welche der Bruch herbeigeführt wurde, was allerdings nur mit Annäherung zulässig ist, so verhalten sich die Widerstandsfähigkeiten der Zylinder A, B und C wie

$$100:129:140 = 1:1{,}29:1{,}40$$

bei einem Verhältnis der Materialmengen von

$$1:1{,}55:2{,}10,$$

da das Material der Rippen bei B 55 vH und bei C 110 vH des einfachen Hohlzylinders beträgt.[1])

Diese Zahlen lassen deutlich erkennen, daß die übliche niedrige Einschätzung der Bedeutung äußerer Rippen auf die Widerstandsfähigkeit gegenüber innerem Druck berechtigt ist.

4) Die federnden Vergrößerungen des Durchmessers in der Mitte der Zylinder verhalten sich bei 80 at Flüssigkeitspressung wie

$$0{,}475 : 0{,}32 : 0{,}315$$
$$= 1 : 0{,}67 : 0{,}66.$$

Würde das Rippenmaterial zur Verstärkung der Dicke des Hohlzylinders verwendet worden sein, so wäre angenähert eine Herabsetzung der Ausbauchung im Verhältnis von

[1]) Soll zum Zwecke des Vergleichs diejenige Dicke eines rippenfreien Hohlzylinders ermittelt werden, bei welcher dieser die gleiche Widerstandsfähigkeit besitzen würde wie der Hohlzylinder mit Rippen, so darf nicht übersehen werden, daß das gleiche Gußeisen bei verschiedener Wandstärke verschiedene Festigkeiten ergibt: bei geringerer Wandstärke größere Festigkeit und bei größerer Wandstärke kleinere Festigkeit. Beispielsweise wird dasselbe Gußeisen bei 40 mm Wandstärke eine um 1/8 geringere Festigkeit besitzen können als bei 20 mm Wandstärke. Je nach den Verhältnissen ergibt sich der Unterschied mehr oder minder groß.



$$1 : \frac{1}{1{,}55} : \frac{1}{2{,}1} = 1 : 0{,}65 : 0{,}48$$

zu erwarten gewesen, vorausgesetzt, daß das Gußeisen in der Stärke von 31 bezw. 42 mm den gleichen Dehnungskoeffizienten besitzen würde wie dasjenige in der Stärke von 20 mm.

Da die Wirklichkeit von dieser Voraussetzung mehr oder minder stark abweichen kann — mit zunehmender Wandstärke wird die Dichte des Gusses abnehmen —, so muß zugegeben werden, daß bei gleichem Materialaufwand durch Anordnung von nicht zu hohen Rippen die Ausbauchung etwas geringer ausfallen kann.

Inwieweit andre Rücksichten als diejenigen, welche gegenüber dem inneren Ueberdruck in Betracht kommen, zur Anordnung von Rippen veranlassen können, braucht hier nicht erörtert zu werden.

Stuttgart, den 25. Juni 1907.

Die Schaufelung von Francis-Turbinen.[1]

Von Professor **K. Körner**, Prag.

Schon im Jahr 1904 hat Prof. Neeser in Lausanne[2]), damals Ingenieur der Prager Maschinenbau-A.-G. vormals Ruston & Co., den hydraulischen Druck an verschiedenen Stellen des Eintrittes bei einem Francis-Laufrad untersucht und den Druckverlauf längs der Eintrittkante mittels eines Pitot-Rohres gemessen. Wie wegen der plötzlichen axialen Ablenkung des Wassers zu erwarten war, zeigten die Versuche rasches Ansteigen des Druckes gegen die innere Radbegrenzung hin.

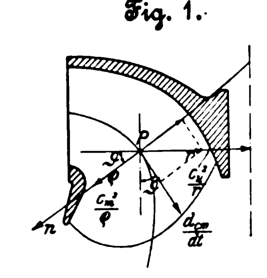
Es soll nun versucht werden, den Druckverlauf über das ganze Turbinenlaufrad mit einiger Annäherung und verhältnismäßig einfach zu bestimmen. Ich unterlasse es hierbei absichtlich, auf die inzwischen erschienenen, außerordentlich wertvollen theoretischen Arbeiten einzugehen, obwohl das Folgende manche Wiederholung derselben enthält; wenn diese Teile auch an mathematischer Schärfe und Eleganz an jene nicht heranreichen, so hoffe ich doch, daß die Art der Darstellung dem praktischen Ingenieur zugänglicher sein, und daß bei voller Allgemeinheit die Genauigkeit für wirkliche Ausführungen ausreichen wird.

Denkt man sich einen festen Punkt des Rotationshohlraumes, den das Rad durchläuft, so sind an demselben Druck und Geschwindigkeit des Wassers während der Drehung periodisch veränderlich; der Druck muß natürlich am größten werden, wenn die arbeitende Schaufelfläche, am kleinsten, wenn der Schaufelrücken durch den betrachteten Raumpunkt hindurchgeht. Wenn wir daher die absolute Bewegung des Wassers nicht nur in der Zuleitung und in der Leitvorrichtung, sondern auch im Laufrad als stationär, also von der Zeit unabhängig, betrachten, ist es erforderlich, für den Druck und die Wassergeschwindigkeit in dem betreffenden Punkt einen Mittelwert anzunehmen, der in dem zugehörigen Parallelkreis gleich bleibt. Das ist natürlich nicht streng richtig und nur als Näherung zu betrachten, scheint aber unvermeidlich, wenn man den Strom durch die ruhenden Gefäßteile und das Laufrad als ein Ganzes ansieht und die etwas gekünstelte Vorstellung, daß sich Leitvorrichtung und Saugrohr mit der Drehgeschwindigkeit des Laufrades bewegen, ausschließt.

Man kann sich nun die absolute Bewegung eines Wasserteilchens zusammengesetzt denken aus irgend einer Relativbewegung und der zugehörigen Systembewegung, wenn die Ergänzungskräfte hinzugefügt werden. Als Relativbewegung wollen wir nicht, wie sonst üblich, diejenige wählen, die der ruhenden Schaufel oder der gleichbleibenden Umlaufgeschwindigkeit des Rades entspricht, sondern die Meridianbewegung, deren ebene Bahn durch die Erzeugende derjenigen Rotationsfläche gegeben ist, auf der sich die wirkliche Bewegung eines Wasserteilchens abspielt, und deren Geschwindigkeit die jeweilige Komponente der absoluten Geschwindigkeit in der Meridianebene des betrachteten Raumpunktes, d. i. die Meridiangeschwindigkeit c_m, ist. Man hat nun zu den »relativen« Kräften (d. s. die relative Beschleunigung in der Bahnrichtung und die relative Zentripetalkraft) die Zentripetalkraft und die tangentielle Beschleunigung des zusammenfallenden Systempunktes und endlich die Coriolis-Kraft hinzuzufügen. Diese Kräftezerlegung wollen wir benutzen, um den Druckübergang von einer Meridianstromlinie zu den benachbarten zu finden, und zwar längs der normalen Trajektorien zu ihrer Schar. Wir interessieren uns daher vorläufig für diejenigen Kraftkomponenten, die in der Meridianebene senkrecht zu den Teilchen, der relativen Bahn stehen und neben der in derselben Richtung etwa wirkenden Komponente des Schaufeldruckes auf die Wasserteilchen die Druckzunahme bestimmen.

Von jenen Kräften nun kommt die relative Zentripetalkraft in der Größe $\frac{c_m^2}{\varrho}$ für die Masseneinheit, worin ϱ den Krümmungshalbmesser der relativen Bahn bedeutet, mit vollem Wert in Betracht. Diese Kraft hat die Richtung n, Fig. 1. Von den übrigen Kräften stehen sowohl die relative Geschwindigkeitszunahme als auch die tangentielle Systembeschleunigung und die Coriolis-Kraft normal zur betrachteten Richtung, geben also keine Komponenten in derselben ab. Es bleibt demnach nur noch die Zentripetalkraft des Systempunktes in der Größe $\frac{c_u^2}{r}$, worin c_u die in der Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u liegende Komponente der absoluten Geschwindigkeit und r den Abstand des Teilchens von der Drehachse bedeutet. Ist ferner (Fig. 1) ϑ der Winkel, den die Meridianstromrichtung mit der Richtung der Drehachse einschließt, so wird die Komponente der betrachteten Zentripetalkraft in der Richtung n $\frac{c_u^2}{r}\cos\vartheta$. Die Summe der beiden hier berechneten Komponenten beträgt demnach für die Masseneinheit unter Berücksichtigung der Vorzeichen:

Fig. 1.



$$\frac{c_m^2}{\varrho} - \frac{c_u^2}{r}\cos\vartheta.$$

Außerdem wirkt nun auf diejenigen Wasserteilchen, welche unmittelbar mit der arbeitenden Schaufelfläche in Berührung stehen, ein Schaufeldruck normal zu dieser Fläche. Die Uebertragung dieses Druckes auf die übrigen Wasserteilchen des Stromes ist kaum rechnerisch genau zu verfolgen; läge jedoch die Schaufelnormale in der Tangentialebene an die von der Meridianstromlinie gebildete Drehfläche, d. h. also auch normal zur Richtung n, so würde es näherungsweise zulässig sein, im ganzen Parallelkreis anzunehmen, daß keine Komponente in dieser Richtung n besteht. Analog dazu mag allgemein vorausgesetzt werden, daß längs jedes Parallelkreises die betreffende Komponente gleich bleibe. Um nun den Druck des Wasserstromes auf die Schaufelfläche zu finden, der durch Richtungs- und Geschwindigkeitsänderung der Wasserteilchen erfolgt, betrachten wir diejenigen Kraftkomponenten, die in der Schmiegungsebene der absoluten Bahn liegen. Solche Komponenten liefern:

die relative Bahnbeschleunigung in ihrer vollen Größe $\frac{d c_m}{d t}$, und zwar in der Richtung von c_m, Fig. 1,

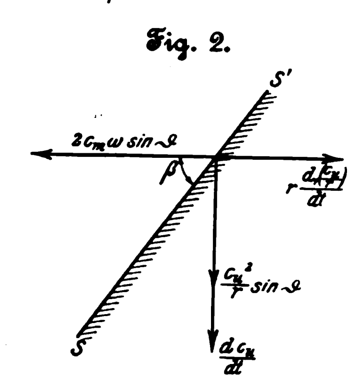
die Zentripetalkraft des Systempunktes in der Größe $\frac{c_u^2}{r}\sin\vartheta$, ebenfalls in der Richtung c_m,

die tangentielle Beschleunigung des Systempunktes in

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserkraftmaschinen) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2]) s. Bulletin technique de la Suisse romande 1906.

der Größe $r\frac{d\omega}{dt}$, wenn ω die augenblickliche Winkelgeschwindigkeit $\frac{c_u}{r}$ bedeutet, mit der Richtung von u,



endlich die Coriolis-Kraft $2c_m\omega\sin\vartheta$, der Richtung von u entgegengesetzt.

Diese Kräfte sind in Fig. 2 dargestellt.

Wie leicht einzusehen, werden diejenigen Komponenten dieser Kräfte, die in der Richtung des Schaufelschnittes SS' liegen, keinen Beitrag zur Druckzunahme in n liefern, wohl aber die auf dieser Richtung normalen Komponenten, deren Summe beträgt:

$$\left(\frac{dc_m}{dt}+\frac{c_u^2}{r}\sin\vartheta\right)\cos\beta+\left(r\frac{d\left(\frac{c_u}{r}\right)}{dt}-2c_m\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\right)\sin\beta.$$

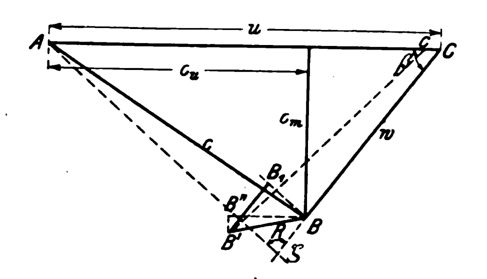
Dieser Ausdruck läßt sich noch etwas umformen, wenn man bedenkt, daß $c_m=\frac{ds}{dt}$ (unter ds der relative Weg im Zeitelement dt verstanden) ist, ferner, daß $ds\sin\vartheta=-dr$. Dann folgt in einer etwas geänderten Gruppierung für die Kräftesumme in der Schmiegungsebene normal zu SS':

$$c_m\left(\frac{dc_m}{ds}\cos\beta+\frac{dc_u}{ds}\sin\beta\right)+\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\,(c_u\cos\beta-c_m\sin\beta),$$

oder auch mit den Bezeichnungen des Diagrammes Fig. 3, welches zeigt, daß

$$c_u\cos\beta-c_m\sin\beta=BE=u\cos\beta-w:$$

$$c_m\left(\frac{dc_m}{ds}\cos\beta+\frac{dc_u}{ds}\sin\beta\right)+\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\,(u\cos\beta-w).$$



Uebrigens ist auch der Klammerausdruck des ersten Summanden aus dem geometrischen Ort des Punktes B darzustellen. Wenn B nach der Zeit dt nach B' gelangt, ist $BB''=dc_u$ (hier negativ), $B''B'=dc_m$ und daher

$$BB_1=dc_u\sin\beta+dc_m\cos\beta.$$

Es ist nun erforderlich, diejenige Kraft in der Richtung n aufzufinden, die den gefundenen Komponenten in der Schmiegungsebene hinzugefügt werden muß, um einer zur Schaufelfläche normalen Kraft, dem »Schaufeldruck«, das Gleichgewicht zu halten. Zur Bestimmung der Richtung der letzteren beachten wir, daß die Schaufelfläche durch die Gerade SS' hindurchgeht, und nehmen an, daß sie durch eine zweite Gerade bestimmt sei, die, in der durch n gehenden Normalebene zum Meridian liegend, mit der Richtung n den Winkel δ einschließt. Fig. 4 gibt die Lage der einzelnen Ebenen und Richtungen an.

Darin ist Σ die Schaufelebene, E die Ebene, die SS' und n enthält, e die Ebene des Winkels δ. Legt man eine Ebene normal zu SS' (SMN), so bildet diese durch ihre Schnitte mit E und Σ den Winkel ξ, den auch die Normalen miteinander einschließen. Die Gerade MN ist dabei normal zu NR, da $NR \parallel$ zu SS' und MN in einer Normalebene zu SS'. Ebenso sind MR und MN normal zu SM, da beide in einer zur Schmiegungsebene parallelen Ebene normal zu n liegen. Demnach ist

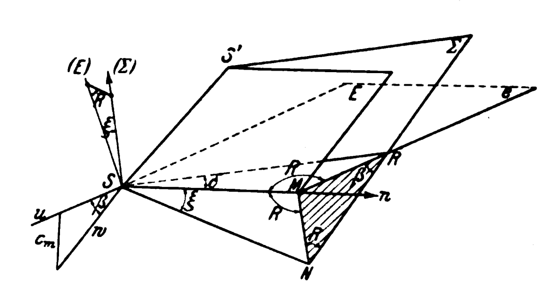
$$\operatorname{tang}\xi=\frac{MN}{MS}=\frac{MR\sin\beta}{MS}=\sin\beta\operatorname{tang}\delta.$$

Sind endlich (Σ) und (E) die Normalen auf den Ebenen Σ und E, wobei letztere Normale auch in der Schmiegungsebene liegt, so ist die Kraft in der Richtung von n gegeben durch

$$\left[c_m\left(\frac{dc_m}{ds}\cos\beta+\frac{dc_u}{ds}\sin\beta\right)+\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\,(u\cos\beta-w)\right]\sin\beta\operatorname{tang}\delta.$$

Man erhält demnach ganz allgemein die auf das Massenteilchen wirkende Kraftkomponente in der Richtung n mit

$$dm\left[\frac{c_m^2}{\varrho}-\frac{c_u^2}{r}\cos\vartheta-\left\{c_m\left(\frac{dc_m}{ds}\cos\beta+\frac{dc_u}{ds}\sin\beta\right)+\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\,(u\cos\beta-w)\right\}\sin\beta\operatorname{tang}\delta\right].$$



Um hieraus die gesuchte Druckzunahme zu finden, braucht man nur den Wert für dm einzusetzen und durch das entsprechende Flächenelement zu dividieren. Ist die Länge des Teilchens im Parallelkreise dl, in der Richtung der Meridianstromlinie ds und in der Richtung von n gleich dn, so ist

$$dm=\frac{\gamma}{g}\,dl\,ds\,dn$$

und die in Betracht kommende Fläche

$$df=dl\,ds.$$

Demnach ist die Druckzunahme

$$dp=\frac{\gamma}{g}\,dn\left[\frac{c_m^2}{\varrho}-\frac{c_u^2}{r}\cos\vartheta-\left\{c_m\left(\frac{dc_m}{ds}\cos\beta+\frac{dc_u}{ds}\sin\beta\right)+\frac{c_u}{r}\sin\vartheta\,(u\cos\beta-w)\right\}\sin\beta\operatorname{tang}\delta\right] \quad (1).$$

Die Schaufelstärken sind hier mit berücksichtigt.

Anderseits ist bekanntlich der Druckverlauf längs einer Stromlinie, falls Radhöhe und Widerstände unberücksichtigt bleiben, gegeben durch die Gleichung

$$\frac{p-p_2}{\gamma}+\frac{w^2-u^2}{2g}=\frac{p_1-p_2}{\gamma}+\frac{w_1^2-u_1^2}{2g}=\frac{w_2^2-u_2^2}{2g}=k \quad (2),$$

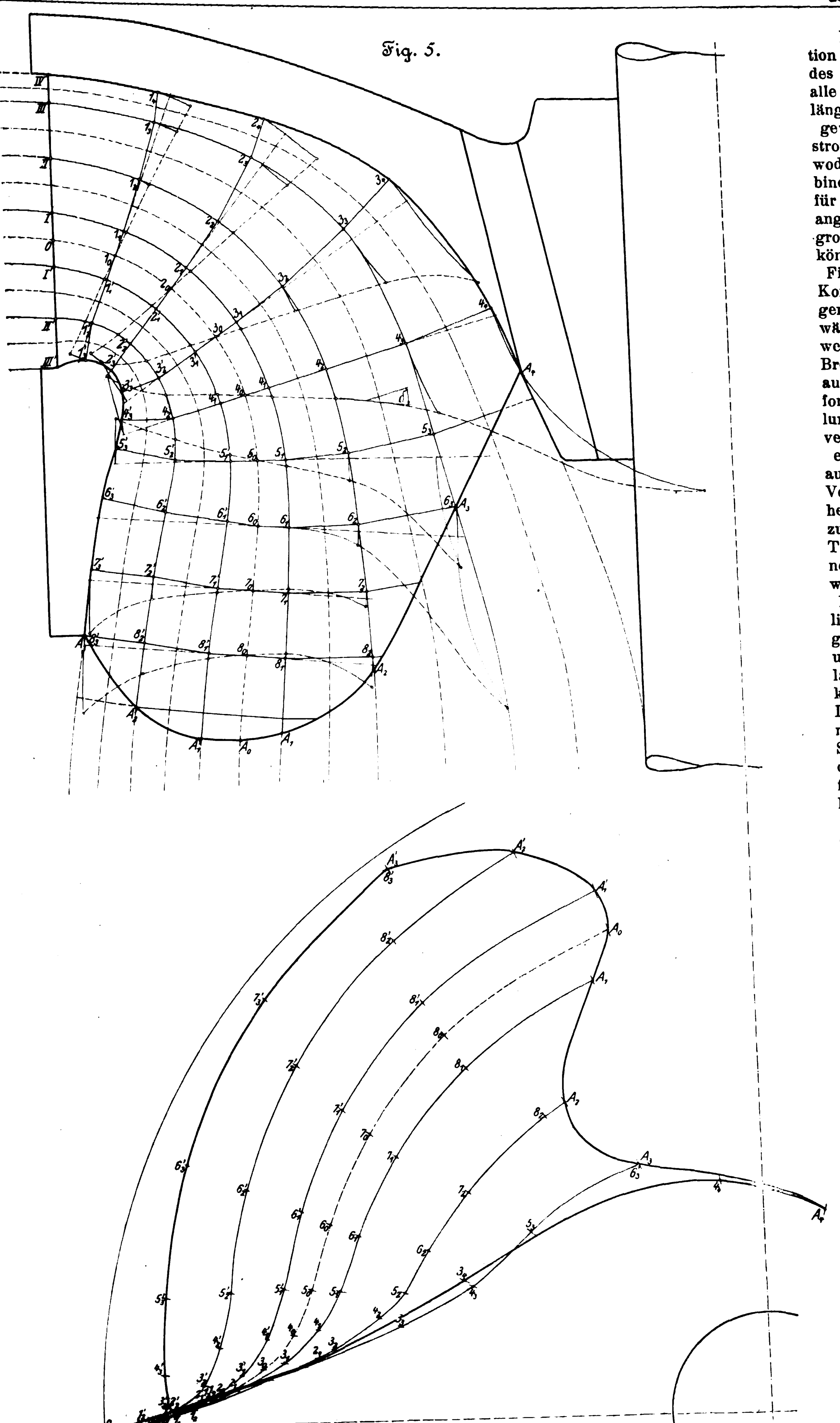
worin sich die Zeichen 1 jedesmal auf den Eintritt in das Laufrad, die Zeichen 2 auf den Austritt aus demselben beziehen.

Für den Eintritt gilt ferner:

$$\frac{p_1-p_2}{\gamma}+\frac{c_1^2}{2g}=\eta H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3),$$

worin η die Summe aus dem hydraulischen Gesamtnutzeffekt, dem Austritt- und dem Reibungsverlust im Laufrad bedeutet, während H das Gesamtgefälle angibt.

Den bisherigen kurzen Betrachtungen nach ist nun unter den zugrunde gelegten Annahmen der Druckübergang von einem Punkt zu jedem beliebigen benachbarten Punkt des Raumes bestimmt, wenn nur an der betreffenden Stelle das Geschwindigkeitsdiagramm, der Verlauf der Meridianstromlinie und die Lage der Schaufelfläche bekannt sind.



Es ist zur Konstruktion eines Turbinenrades erforderlich, zuerst alle genannten Werte längs einer entsprechend gewählten Meridianstromlinie anzunehmen, wodurch eine Teilturbine gegeben erscheint, für welche alle Größen angenähert als gleich groß betrachtet werden können. Bei der in Fig. 5 abgebildeten Konstruktion wurde folgender Vorgang gewählt: Um die Fehler, welche infolge endlicher Breiten der Teilturbinen auftreten und sich bei fortgesetzter Wiederholung des Ueberganges vergrößern, möglichst einzuschränken und auch, um die mittleren Verhältnisse von vornherein etwa bestimmen zu können, wurde die Teilturbine (1 1') angenommen, und zwar sowohl betreffs ihrer mittleren Meridianstromlinie, als auch der Begrenzungsflächen (1 1) und (1' 1') und des Verlaufes der Schaufelwinkel β und δ, Fig. 5 und 6. Diese Linien bestimmen nicht unmittelbar die Schaufelflächen, sondern besser die Mittelflächen der Laufradkanäle.

Es wurden hierbei eine bestimmte Meridian-Austrittgeschwindigkeit und ein Ueberdruck $\varrho H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ zugrunde gelegt, wodurch auch nach Gl. (3) die absolute Eintrittgeschwindigkeit im Rad c_1 und damit die Breiten der Teilturbine am Ein- und Austritt unter genauer Berücksichtigung der Schaufelstärken gefunden wurden.

Bedeutet x den Neigungswinkel der Schaufelfläche Σ gegen die Ebene e, vergl. Fig. 4, so ist, wie leicht einzusehen,

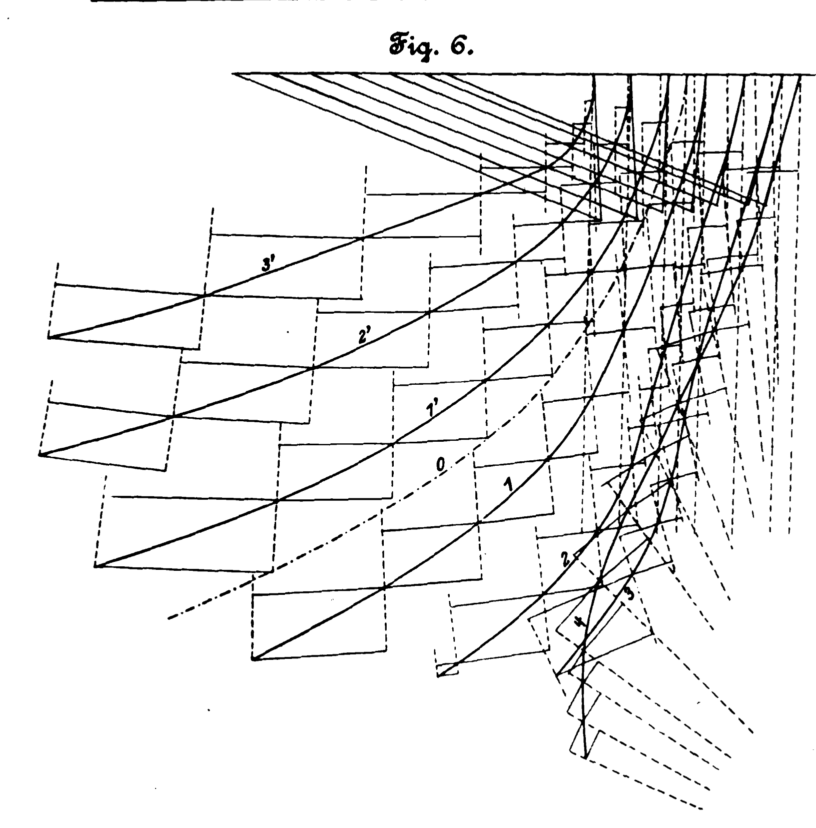
$$\operatorname{tang} x = \frac{\operatorname{tang} \beta}{\cos \delta}.$$

Die der Schaufelstärke s entsprechende Länge in der Richtung von u wird

$$s' = \frac{s}{\sin x \cos \delta}$$

$$\doteq s \sqrt{\frac{\cos^2 \delta + \operatorname{tang}^2 \beta}{\cos \delta \operatorname{tang} \beta}}$$

Fig. 6.



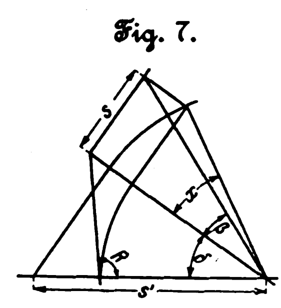
und demnach die Verminderung des Umfanges für den betreffenden Parallelkreis bei z Schaufeln:

$$zs' = zs \sqrt{\frac{\cos^2 \delta + \tang^2 \beta}{\cos \delta \tang \beta}}.$$

Fig. 7 gibt eine einfache zeichnerische Ermittlung von s' an.

Der Verlauf der relativen Geschwindigkeit w längs des Stromes wurde hier mit dem Wege s auf der Meridianstromlinie wachsend gewählt (Fig. 9). Es sei darauf hingewiesen, daß man, um eine stetige Druckverteilung erzielen zu können, in keiner der vorkommenden Größen eine Unstetigkeit zulassen, also auch z. B. den Krümmungshalbmesser ϱ nicht sprungweise veränderlich annehmen darf. Selbstverständlich gehört einige Uebung dazu, um rasch mögliche Verhältnisse zu treffen[1]).

Fig. 7.



Nach Annahme der Teilturbine (1 1') wurde vorerst der Verlauf der Geschwindigkeiten c_m und c_u und des Druckes längs der Meridianstromlinie verzeichnet (Fig. 8 und 9). Sodann wurde die Druckzunahme nach der Normalen entsprechend Gl. (1) berechnet, wodurch sich zunächst die Druckkurven 1 1 und 1' 1' ergaben (Fig. 9). Gl. 2 liefert dann die für die nächsten Teilturbinen (1 2) und (1' 2') vorläufig geltenden Werte von w und durch die mit Rücksicht auf die Winkel δ aus Fig. 5 gezeichneten Stromkurven (Fig. 6) auch die zugehörigen Größen c_m, die unter Beachtung der jedesmaligen Schaufelstärken die Breiten dieser Teilturbinen und damit die neuen Stromlinien bestimmen lassen. In der Durchführung wurden dann stets die Mittelwerte von c_m für die betreffende Teilturbine aufgesucht und neuerlich verwendet.

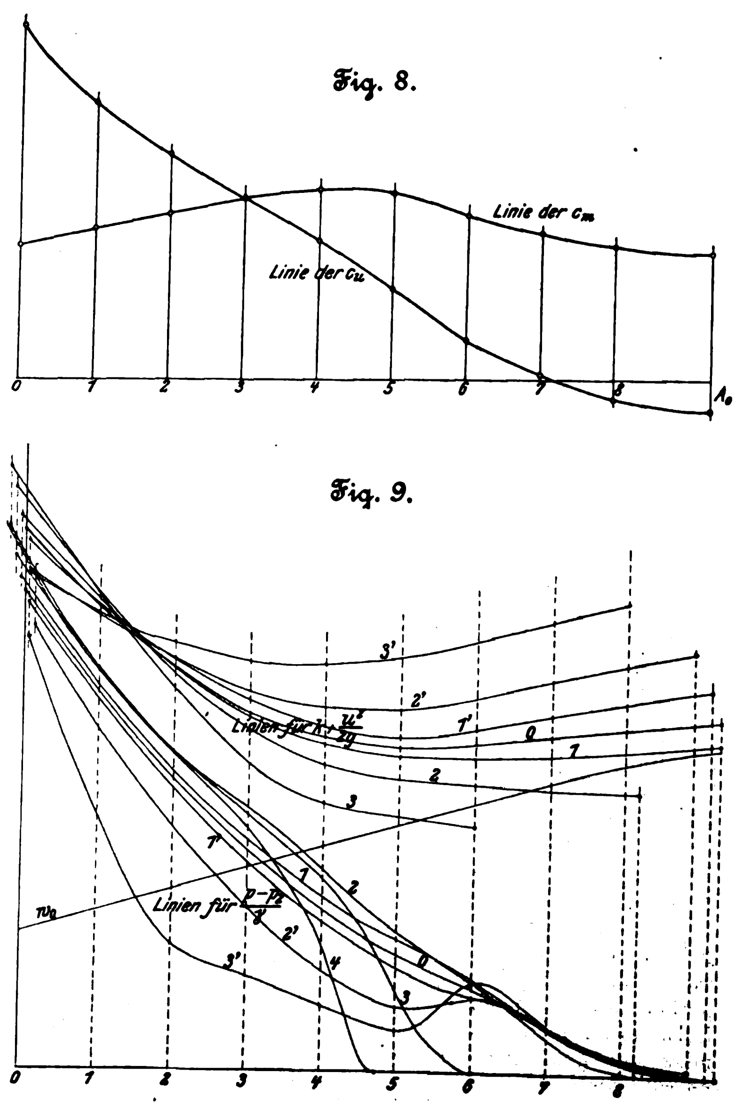
Man kann sodann diesen Vorgang wiederholen, bis die gewünschte Wassermenge erreicht und die entsprechenden Schaufelbegrenzungen festgelegt sind, wenn nicht vorher an einer Stelle gegen die Achse hin c_m, oder gegen den äußeren Rand hin p oder ϱ zu klein wird. Bei der durchgeführten Konstruktion geht aus Fig. 9 hervor, daß die Druckkurve für die gewählte äußerste Meridianstromlinie auch unter den Wert p_2 heruntergehen kann. Man erkennt demnach, da $p > 0$ sein muß, daß p_2 und damit die Saughöhe bei einem gegebenen Laufrad gewisse Grenzen nicht überschreiten darf.

Bei der Durchführung findet man, daß insbesondere die Schaufelenden in bezug auf die Winkel β[1]) äußerst genau hergestellt sein müssen, da kleine Aenderungen dort schon bedeutende Abweichungen der Stromflächen zur Folge haben. Man kann übrigens den Uebergang in das Saugrohr durch entsprechende Wahl der Austrittkante günstig gestalten. Ebenso können die dem Laufrad nächstgelegenen Teile der Leitvorrichtung jenem angepaßt werden. Wo sich die Geschwindigkeiten c_m sehr rasch von Stromlinie zu Stromlinie ändern, wie etwa nahe am Austritt der inneren Teilturbinen, sind nachträgliche Verbesserungen notwendig.

Zum Schlusse möchte ich noch hinzufügen, daß allen diesen Rechnungen die Annahme zugrunde liegt, daß keine Energie von einem Stromfaden auf einen andern übergeht und Energieverluste vernachlässigt werden können. Läßt man auch die letztere Annahme gelten, so ist doch die erstere im allgemeinen kaum haltbar, da die bei Krümmungen auftretenden Stoßwirkungen vermutlich beträchtliche Energieübertragungen bewirken. Demgemäß dürfte bei der betrachteten Turbine gegen die Achse zu mehr Wasser durchströmen, als die Berechnung ergibt; es dürften dort demnach die Winkel δ kleiner gewählt werden, wodurch allzuenge Kanalquerschnitte vermieden werden. Keinesfalls aber wird eine genauere theoretische Bestimmung der Stromlinien von praktischer Bedeutung sein.

Fig. 8.

Fig. 9.



[1]) Ich spreche hier meinem Assistenten, Hrn. Ingenieur Z. Gödl, für seine Mühe bei der mehrfach wiederholten Konstruktion des hier dargestellten Rades besten Dank aus.



[1]) Bei der durchgeführten Berechnung sind leider die Winkel β stellenweise nicht genau richtig angenommen worden.

Naturgemäß konnte ich hier nicht genau auf alle Einzelheiten der Konstruktion eingehen, insbesondere, was den Uebergang von der Leitvorrichtung in das Laufrad und von diesem in das Saugrohr anbelangt.

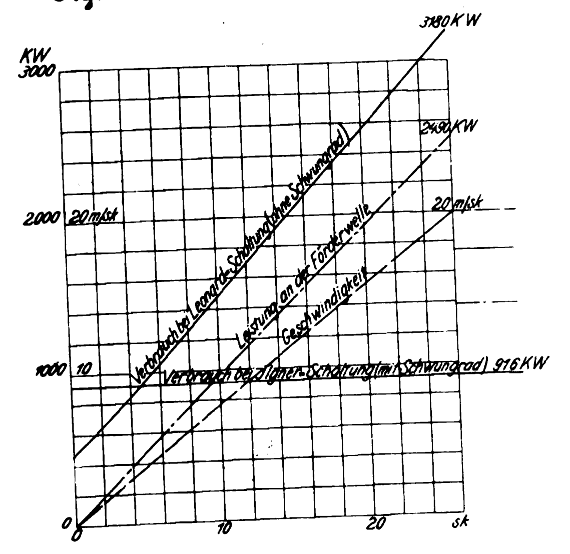
Das hier berechnete und dargestellte Rad stimmt im großen und ganzen mit den in der Praxis verwendeten Formen überein und läßt deren oft vorzüglichen Wirkungsgrad auch theoretisch begründet erscheinen.

Das Heylandsche Verfahren zum Anlassen und Regulieren und zur Kompensation der Phasenverschiebung von Induktionsmotoren.[1]

Durch Rücksprache mit einigen Herren, namentlich mit Hrn. Direktor Köttgen der Siemens-Schuckert-Werke, bin ich darauf aufmerksam geworden, daß mein Aufsatz über das Heylandsche Verfahren zum Anlassen und Regulieren von Induktionsmotoren dazu angetan ist, über den Wert des Heylandschen Verfahrens gegenüber den Verfahren von Ward Leonard und Ilgner irrtümliche Anschauungen zu erwecken. Ich möchte deshalb meine Ausführungen durch folgende Mitteilungen ergänzen:

Das Heylandsche Verfahren soll, wie ich schon am Schlusse meines Aufsatzes angedeutet habe, nicht so sehr mit der Ilgnerschen Anordnung in Wettbewerb treten, als mit der einfacheren sogenannten Leonard-Schaltung. Diese bezweckt bekanntlich, die Umlaufzahl eines Gleichstrom-Antriebmotors durch Nebenschlußregelung verlustlos zu steuern und zu regeln, also durch Spannungsveränderung eines Gleichstromerzeugers, der von einem am Netz liegenden Motor angetrieben wird. Die Ilgnersche Anordnung benutzt ebenfalls als Grundlage einen derartigen Regler-Umformer, fügt aber noch ein Schwungrad hinzu, um die Leistungsaufnahme des Umformers aus dem Netz, die bei der reinen Leonard-Schaltung immer noch entsprechend dem aussetzenden Betrieb der Arbeitsmaschine unterbrochen geschieht, möglichst gleichmäßig zu machen.

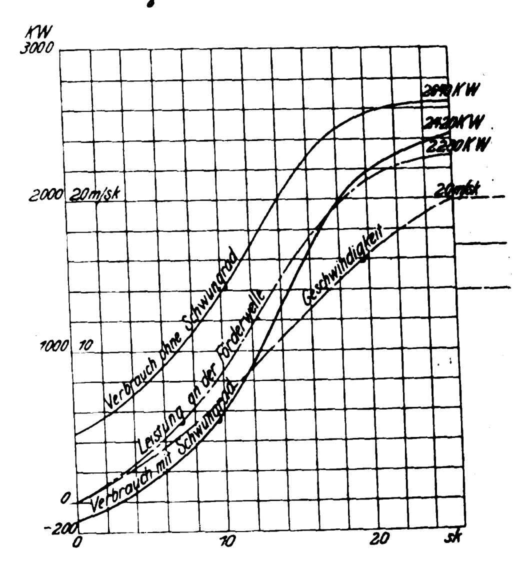
Fig. 1. Leonard- bezw. Ilgner-Schaltung



In Fig. 1 und 2 sind nun für die Anfahrperiode einer Fördermaschine die Kurven dargestellt, die sich für die Leistungsaufnahme aus dem Netz einerseits bei Leonard-Schaltung, anderseits bei der Heylandschen Schaltung ergeben. Bei den Kurven für die Leonard-Schaltung ist eine gleichmäßige Beschleunigung während der ganzen Anfahrperiode angenommen, und man ersieht aus Fig. 1, daß die Leistungsaufnahme aus dem Netz, vom Leerlauf des Umformers anfangend, geradlinig bis zu einem Höchstwert ansteigt.

Bei der Heylandschen Schaltung, Fig. 2, ist die Beschleunigung während des Anfahrens nicht konstant, sondern ihre Größe ist durch die eigentümliche Arbeitweise dieses Verfahrens mehr oder weniger veränderlich. Dieses Verfahren nutzt ja den Gedanken aus, die bei einem Asynchron-Wechselstrommotor, vornehmlich also dem Drehstrommotor, im Rotor während der Anlaßperiode frei werdende Arbeit, die bisher durch Widerstände vernichtet wurde, für das Anlaufen, also die Beschleunigung der Massen, nutzbar zu machen, und zwar in der Weise, daß in den Rotor des Asynchronmotors, der die Arbeitmaschine antreibt, ein Umformer eingeschaltet wird, der z. B. Gleichstrom mit steigender Spannung erzeugt, welcher einem zweiten, mit dem Hauptantriebmotor unmittelbar gekuppelten Antriebmotor (Gleichstrom) zugeführt wird. Da dieser Gleichstrommotor im ersten Teil der Anlaßperiode seiner geringen Umlaufzahl wegen nur wenig Leistung aufnehmen kann und zwischen dieser aus dem Rotor gewonnenen Leistung und der von dem Haupt-Asynchron-Antriebmotor primär aufgenommenen Leistung ein festes Verhältnis besteht, also auch das unmittelbar vom Asynchronmotor zum Antrieb geleistete Drehmoment nur klein sein kann, folgt, daß die Beschleunigung zu Beginn der Anfahrperiode gering ist und bis in die Mitte

Fig. 2 Heyland-Schaltung



der Anfahrperiode zunimmt. Zum Schluß nimmt sie wieder ab, da dann die vom Rotor des Asynchron-Antriebmotors an den Umformer abgegebene Leistung verhältnismäßig gering ist. Dieser Verlauf der Beschleunigung ist aus der in Fig. 2 gegebenen Geschwindigkeitskurve sowie aus der Kurve für die an die Förderwelle abgegebene Leistung zu ersehen.

Vergleicht man nun die Kurven für die Leonard- und für die Heyland-Schaltung, so sieht man, daß die größte Leistungsaufnahme bei der letzteren etwas kleiner als bei der ersteren ist. Allerdings könnte man auch bei dieser die größte Energieaufnahme dadurch herunter drücken, daß man zu Beginn der Anfahrperiode mehr und am Ende weniger beschleunigt. Im übrigen ergibt ein Vergleich der Anlagekosten und des Verbrauches an elektrischer Arbeit, also des Gesamtwirkungsgrades, keinen nennenswerten Unterschied zwischen beiden Systemen.

Weniger günstig fällt ein Vergleich zwischen dem mit Schwungrad versehenen Leonard-Umformer, also der Ilgner-Anordnung, und der Heylandschen Anordnung mit einem Schwungrad auf dem Umformer aus. Bei der Ilgner-Anordnung kann bekanntlich die Leistungsaufnahme aus dem Netz derartig gleichmäßig gemacht werden, daß sie konstant wird, oder doch einen gewissen höchsten Wert nicht überschreitet.

[1] Nachtrag zu dem in Z. 1907 S. 1420 veröffentlichten Aufsatz. Sonderabdrücke dieses Aufsatzes samt Nachtrag (Fachgebiet: Elektrotechnik) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Diese Leistungsaufnahme würde die zur Abszissenachse parallel verlaufende Linie der Figur 1 darstellen. Eine derartige für den ruhigen Betrieb des Kraftwerkes so überaus wichtige Wirkung kann bei der Heylandschen Anordnung nicht erreicht werden. Denn man kann dem Schwungrade des Umformers dieser Anordnung zu den einzelnen Zeitpunkten der Beschleunigungsperiode nicht beliebig viel Arbeit entnehmen, sondern die Arbeitentnahme, also die Entladung der Schwungmassen, ist dadurch ein für alle mal festgelegt, daß die Summe der Umlaufzahlen des Antriebmotors und des Umformers, bezogen auf gleiche Polzahl, stets dieselbe ist, da der Umformer mit der Periodenzahl des Rotorstromes des Asynchron-Antriebmotors läuft. Hieraus folgt, daß das Schwungrad beim Beginn der Anfahrt verhältnismäßig viel Arbeit abgibt, da ja die Entladungskurve in Abhängigkeit von der Umlaufzahl eine Parabel ist. Es ist aber erwünscht, daß das Schwungrad erst am Ende der Anfahrt den Hauptteil der Arbeit abgibt. In Fig. 2 ist für ein bestimmtes Schwungradgewicht die Kurve der Leistungsaufnahme aus dem Netz eingetragen, wenn ein Schwungrad eingebaut wird. Diese Kurve zeigt, daß die Leistungsaufnahme beim Anfahren sogar unter die Nullinie sinkt, das heißt also, daß sogar Leistung rückwärts an das Netz abgegeben wird. Alsdann steigt die Leistungsaufnahme verhältnismäßig schnell an, um am Schluß einen nur wenig geringeren Wert zu erreichen, als wenn kein Schwungrad eingebaut wäre. Wäre das Schwungradgewicht noch größer, so würde am Anfang ein bedeutend größerer Betrag an das Netz zurückgegeben werden, während am Ende bezüglich der Verringerung der Leistungsaufnahme nicht viel mehr erreicht werden würde. Daraus folgt, daß es nicht viel Zweck hat, die Heylandsche Anordnung mit einem Schwungrad zu versehen. Nach Beendigung der Anfahrperiode hat das Schwungrad keine Wirkung mehr, da dann die Umlaufzahl des Umformers nicht mehr geändert wird. Deshalb ist also die Heylandsche Anordnung nicht geeignet, mit der Ilgner-Anordnung in Wettbewerb zu treten.

Außer dem bereits in meinem Aufsatz genannten Patent Nr. 155860 der Siemens-Schuckert-Werke sind die von mir behandelten Schaltungen, soweit mir bekannt geworden ist, im Deutschen Reich noch durch die Patente Nr. 109208 und 163211 der Siemens-Schuckert-Werke, wenigstens zum Teil, vorweggenommen. Denselben Anspruch erheben auch die Patente Nr. 177270 und 169453 der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke. Immerhin gebührt Heyland das Verdienst, zuerst weitere Kreise auf diese Schaltungen aufmerksam gemacht zu haben.

Friedrich G. Wellner.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 23. April 1907.

Breslauer Bezirksverein.

Sitzung vom 22. März 1907.
Vorsitzender: Hr. Dietrich. Schriftführer: Hr. Pahde.
Anwesend 35 Mitglieder und 1 Gast.

Hr. Dr. Freymark spricht über

Diskont und Diskontpolitik.

Von den Erscheinungen, die der wirtschaftliche Aufschwung der letzten Jahre mit sich gebracht hat, ist der hohe Stand des Wechselzinsfußes, des Diskonts, in der Oeffentlichkeit mit am meisten beachtet worden. Man hat sich gewöhnt, den Diskont als Barometer der wirtschaftlichen Betätigung anzusehen, aus seinem Stand und seinen Veränderungen Schlüsse auf den Grad und den voraussichtlichen Fortgang der wirtschaftlichen Entwicklung zu ziehen. Tatsächlich wohnt dem Diskont eine solche Bedeutung inne. Der Kreditverkehr hat unser ganzes Wirtschaftsleben durchdrungen. Der Wechsel ist das wichtigste Werkzeug des kurzfristigen Kreditverkehrs, bestimmt alle andern Arten desselben und bleibt auch auf den langfristigen Kreditverkehr nicht ohne Einfluß. Der Wechseldiskont ist daher für das gesamte Wirtschaftsleben von größter Bedeutung. Tatsächlich ist die Bewegung des Diskonts im letzten Jahre geeignet, die allgemeine Aufmerksamkeit auf sich zu ziehen; haben wir doch seit Jahresfrist einen Diskont, wie er seit Bestehen der Reichsbank nur einmal im Jahre der höchsten Konjunktur, 1900, zu verzeichnen war. 1906 betrug der Diskont im Jahresdurchschnitt 5,15 vH gegenüber 3,8 vH im Vorjahr. Im letzten Drittel des Jahres stieg er in rascher Folge von 5 auf 6 und schließlich auf 7 vH und erfuhr erst am 18. Januar 1907 eine Ermäßigung auf 6 vH. Auch andre Staaten hatten ähnlich hohe Zinssätze, vor allem England, das gegenwärtig einen Diskont von 5 vH hat, zeitweise aber auch einen Satz von 6 vH erreichte, und nur Frankreich weist einen gleichmäßig niedrigen Diskont von 3 vH, der erst jetzt auf 3½ vH erhöht worden ist, auf.

Tatsächlich stellt sich der Zinsfuß noch höher, als diese Zahlen angeben. Der Diskont bedeutet einen Abzug, und es werden mithin bei 6 vH statt 100 nur 94 *M* gegeben. Wenn jemand 100 *M* haben will, muß er also mehr als 6 vH, genau 6,4 vH, aufwenden. Außerdem kommt bei der Geschäftswelt, soweit sie Wechsel nicht gleich bei der Reichsbank diskontieren lassen kann, eine Provision hinzu, so daß sich der Zinsfuß bei 6 vH Reichsbankdiskont für weite Teile der Geschäftswelt oft bis zu 7 vH stellt. Der sogenannte Privatdiskont pflegt allerdings meist unter dem Reichsbankdiskont zu stehen, findet jedoch nur gegenüber allerersten Firmen Anwendung und kommt daher für die Mehrzahl der Geschäftswelt nicht in Betracht. Der hohe Wechseldiskont bedingt auch eine entsprechende Erhöhung der andern Arten des kurzfristigen Kreditverkehrs. Der Lombardzinsfuß richtet sich stets nach dem Wechseldiskont und steht bei der Reichsbank in der Regel um 1 vH höher. Ebenso ist der Zinsfuß im Kontokorrentverkehr für den Kreditnehmer wesentlich höher als der Wechseldiskont. Nur eine Art des Zinses richtet sich nicht nach dem Diskont: der Satz bei Verzugzinsen, der bei Forderungen aus beiderseitigen Handelsgeschäften 5 vH, sonst 4 vH ausmacht. Dieser Unterschied zwischen dem Diskont und dem für Verzugzinsen festgesetzten Satze führt oft zu Uebelständen: dem Schuldner wird dadurch der Anreiz gegeben, bei hohem Diskont seine Zahlungen hinauszuschieben, da er nur den geringeren gesetzlichen Zinsfuß zu entrichten hat, während er inzwischen das Geld anderweitig besser verwenden kann. Der Gläubiger, der auf das rechtzeitige Eingehen seiner Forderung gerechnet hat, muß sich bei Ausbleiben anderweit Kredit verschaffen und dafür den höheren Diskont aufwenden, während er von dem säumigen Schuldner nur den geringeren gesetzlichen Zinsfuß vergütet erhält.

Aber auch der landesübliche Zinsfuß, d. h. der Zinsfuß bei Anlagepapieren, wie Staatspapieren, Hypotheken, Pfandbriefen usw., wird durch den hohen Wechseldiskont beeinflußt. Im allgemeinen sind es ganz verschiedene Gelder, die im kurzfristigen Kreditverkehr und im langfristigen angelegt werden. Für den kurzfristigen Kreditverkehr kommen die Gelder in Betracht, welche vorübergehend bei Geschäftsleuten nicht benutzt werden, also Betriebsmittel der Kaufleute, Industriellen und Landwirte und auch vorübergehend angelegte Kapitalien von Privaten. Für langfristigen Kredit kommen solche Kapitalien in Betracht, welche eine feste Verzinsung abwerfen sollen, also Gelder von Rentnern, Einlagen bei Sparkassen, Versicherungen usw. Während bei dem kurzfristigen Verkehr häufig Schwankungen des Zinsfußes eintreten, ist der Zinsfuß im langfristigen Kreditverkehr ungleich stetiger. Er bewegt sich seit Jahren bei uns um ungefähr 4 vH herum. Miquel nahm infolge der fortschreitenden Kapitalvermehrung ein dauerndes Hinabgehen des landesüblichen Zinsfußes an und konvertierte deshalb die Staatspapiere auf 3 vH, was durch die inzwischen gemachten Erfahrungen als unrichtig erwiesen worden ist. Zwischen den im kurz- und langfristigen Kreditverkehr angelegten Geldern bestehen aber manche Uebergänge. Bei hohem Diskont streben die Kapitalisten, die ihr Geld im langfristigen Verkehr angelegt haben, nach höherer Verzinsung und ziehen daher unter Umständen ihre Kapitalien zum Teil aus den Anlagepapieren heraus. Die Folge davon ist, daß entweder die Kurse der Anlagepapiere zurückgehen, oder aber, daß auch bei diesen zu höherer Verzinsung gegriffen werden muß. Während der Hochkonjunktur 1896 bis 1900 fielen die Kurse der 3½ prozentigen preußischen Konsols in Uebereinstimmug mit dem Steigen des Bankdiskonts von 105,40 auf 93,30 vH. Eine entsprechende Entwicklung hatten wir in den letzten Jahren: Das Reich mußte wieder zu den 3½ prozentigen Anleihen zurückkehren, und eine Reihe von Städten mußte sogar ihre Anleihen mit 4 vH verzinsen. Der Absatz der Hypotheken und Pfandbriefe erstreckte sich auf

4prozentige Papiere, und 3½prozentige wurden zum Teil zurückgewiesen.

Abgesehen von diesen weitreichenden Folgen, die in die wirtschaftlichen Verhältnisse tief einschneiden, wird der hohe Diskont von den Kreditnehmern — und das ist fast die gesamte Geschäftswelt — sehr schwer empfunden. Er bedeutet eine wesentliche Verteuerung des Leihgeldes, nimmt dem Geschäftsmann von dem Gewinn des Geschäftes, dem der Kredit dient, einen übergroßen Anteil und wirkt somit erschwerend und einengend auf die wirtschaftliche Betätigung. Dem Unternehmungsgeist wird ein Dämpfer aufgesetzt in einer Zeit, wo eine weitere Ausdehnung der Geschäftstätigkeit am vorteilhaftesten, die Beschaffung fremder Mittel am meisten erwünscht ist. Es ist daher verständlich, daß die betroffenen Kreise über die Diskontpolitik der Reichsbank Klage führen. Es wird der Reichsbank oft vorgeworfen, daß sie den Interessen des Wirtschaftslebens nicht hinreichend Rechnung trage und sich zu sehr von kurzsichtigen Rücksichten, insbesondere Rücksichten auf die Erzielung eines möglichst hohen Ertrages, leiten lasse. Die Behauptung, daß die Reichsbank nur auf die Anteileigener Rücksicht nehme und diesen eine möglichst hohe Dividende verschaffen wolle, ist bei der Organisation der Reichsbank irrig; die Reichsbankleitung ist von den Anteileignern völlig unabhängig, und dem allgemeinen staatlichen und volkswirtschaftlichen Interesse ist dabei ein überwiegender Einfluß eingeräumt worden. Das schließt allerdings nicht aus, daß die Reichsbank gleichwohl die Interessen der Eigner verfolgen könnte, da ja das Reich an dem Ertrage der Reichsbank stark beteiligt ist und mithin ein großes Interesse an ihrem Gewinn hat; ob ein solcher Vorwurf berechtigt ist, soll in diesen Ausführungen untersucht werden.

Wodurch wird der Wechseldiskont bestimmt? Je nach der Art und Güte des Wechsels, nach der Zahlungsfähigkeit der daraus Verpflichteten unterliegt der Diskont Abweichungen. Doch sollen hier nur die Gründe untersucht werden, welche auf den Diskont bei guten bankfähigen Wechseln von Einfluß sind. Wie überall im Wirtschaftsleben, so hat auch bei dem Wechseldiskont das Verhältnis zwischen Angebot und Nachfrage einen bestimmenden Einfluß. Das Angebot wird vor allem durch die bei der Bank hinterlegten Gelder und deren eigene Mittel, die Nachfrage durch das Kreditbedürfnis der Geschäftswelt dargestellt. Bei starker Nachfrage steigt der Diskont, bei geringerer ist er entsprechend niedriger. Die Gründe für das Mißverhältnis zwischen Angebot und Nachfrage sind sehr verschieden. Ueberwiegen kann die Nachfrage das Angebot sowohl dann, wenn zwar viel Kapital vorhanden ist, der Bedarf jedoch infolge angespanntester wirtschaftlicher Tätigkeit noch größer ist, als auch dann, wenn der Kapitalreichtum nicht groß ist oder das Kapital sich infolge unsicherer Verhältnisse zurückhält, während die Nachfrage gar nicht besonders stark zu sein braucht. Ebenso kann ein Ueberwiegen des Angebots über die Nachfrage entweder darin seinen Grund haben, daß das Angebot gering ist, die Nachfrage aber noch geringer, wie in Zeiten wirtschaftlicher Stockung, oder aber daß ein starkes Kapitalangebot vorhanden ist, dem eine gleichfalls große, aber doch etwas dahinter zurückbleibende Nachfrage gegenüber steht, wie es in reichen Ländern zu Zeiten eines ruhigen wirtschaftlichen Geschäftsganges der Fall ist. Im allgemeinen ist somit der Diskont in kapitalreichen Ländern, wie England und Frankreich, niedrig, in weniger reichen Ländern mit starker wirtschaftlicher Tätigkeit, wie Deutschland, höher, und in zurückgebliebenen Ländern oder in Ländern mit unsicheren Verhältnissen noch höher. Innerhalb dieser Grenzen aber ergeben sich Schwankungen je nach dem Grade der wirtschaftlichen Betätigung. Bei fortschreitender Kapitalbildung und geringer wirtschaftlicher Betätigung ist der Stand niedrig, bei angespannter wirtschaftlicher Tätigkeit oder aber in kritischen Zeiten höher. Wir haben den höchsten Diskontsatz in den erregten Zeiten 1866 und 1870 und in den Zeiten der Hochkonjunktur 1899/1900 und 1906 gehabt.

Wir haben gegenwärtig in Deutschland eine Zeit angespanntester wirtschaftlicher Tätigkeit, einer überaus günstigen Konjunktur hinter uns und befinden uns hoffentlich noch nicht auf der absteigenden Linie. Die Fortschritte der Technik haben zu einer Modernisierung der Arbeitsweisen und Fabrikanlagen geführt und einen ständig steigenden Bedarf an Erzeugungsmitteln zur Folge gehabt. Die Besserung der Einkommenverhältnisse, die wohl allen Klassen der arbeitenden Bevölkerung zugute gekommen ist, ermöglichte eine weitere Zunahme des Verbrauches von Gebrauchsgegenständen aller Art. Dadurch wurde der Anstoß zur Errichtung neuer Fabrikanlagen gegeben, die wiederum die Erzeugung von Produktionsmitteln vermehrten. Auch die Landwirtschaft hatte sehr gute Ergebnisse, was beispielsweise aus den stark steigenden Güterpreisen hervorgeht, und erwies sich für Erzeugungsmittel sowohl wie für Verbrauchsgegenstände sehr kaufkräftig. Ebenso günstig lagen die Verhältnisse in einer Reihe andrer Staaten, besonders England und Nordamerika. Ueberall drängen sich die Anzeichen einer lebhaften wirtschaftlichen Tätigkeit auf. Die Güterbewegung auf Bahnen und Wasserstraßen weist gegenüber den schon gesteigerten Zahlen von 1905 eine weitere erhebliche Zunahme auf. In den wichtigsten Industriezweigen waren die Fabriken und Werkstätten so stark beschäftigt, daß kurzfristige Aufträge vielfach nicht übernommen werden konnten und immer längere Lieferfristen ausbedungen werden mußten. Bei manchen industriellen Rohstoffen, besonders Kohle, trat zeitweise eine empfindliche Knappheit ein. Im Zusammenhange damit verfolgten die Preise der wichtigsten Rohstoffe, besonders Kohle, Eisen, Zink, Blei, Zinn, Holz, Spinnstoffe, Häute usw., eine steigende Richtung und erreichten eine zum Teil nie gekannte Höhe. Die Arbeitsgelegenheit war überall reichlich, und vielfach fehlte es an Arbeitskräften. Die Löhne wurden allenthalben erhöht, und das ungestüme Drängen der Arbeiter auf eine stärkere Beteiligung an der wirtschaftlichen Konjunktur ist für die günstigen Verhältnisse kennzeichnend.

Zu dieser Steigerung der wirtschaftlichen Tätigkeit war natürlich mehr Kapital erforderlich, besonders da die Löhne und Warenpreise stiegen, mithin die Kaufkraft des Geldes abnahm. Das flüssige Kapital hat sich in der letzten Zeit nicht entsprechend der gesteigerten Nachfrage vermehrt. Hat sich doch z. B. der Umsatz der Reichsbank von 1902 bis 1906 von 190 auf 280 Milliarden *M* und der Wechselverkehr von 7¼ auf 10¼ Milliarden *M* gehoben, wovon allein auf das Jahr 1906 eine Steigerung von 1½ Milliarde entfällt. Es ist natürlich, daß unter diesen Umständen der Preis des Leihgeldes, der Diskont, stark in die Höhe gehen mußte.

Dieselben Beobachtungen sind auch in einer Reihe andrer Staaten, besonders England und Amerika, gemacht worden. Wenn Frankreich einen gleichmäßigen niedrigen Diskont hatte, so liegt das in der weniger angespannten wirtschaftlichen Tätigkeit dieses Landes begründet. Frankreich ist ein reiches Land, das schon aus diesem Grunde seine wirtschaftlichen Kräfte nicht in derselben Weise anzustrengen braucht wie wir. Auch trägt zu einer gemächlicheren wirtschaftlichen Tätigkeit der französische Volkscharakter bei, der bei einem gewissen Besitz einen ruhigen Lebensgenuß vorzieht. Des weiteren spielt auch die geringe Kinderzahl eine Rolle. Wenn in einer Familie viel Kinder vorhanden sind, ist der Trieb nach der Vermögensvermehrung natürlich weit größer als in Familien mit wenig Kindern. Schließlich fehlt auch zu einer beschleunigten industriellen Entwicklung eine der wichtigsten Vorbedingungen: infolge des geringen Bevölkerungszuwachses sind Arbeiter für neue Fabrikunternehmungen in Frankreich nur in beschränktem Umfange zu erhalten, während bei uns gerade die starke Volksvermehrung auf die Schaffung neuer Arbeitsgelegenheiten hindrängt.

Für die Bestimmung des Diskonts ist also in erster Linie das Verhältnis zwischen Angebot und Nachfrage an Kapital und besonders Bargeld, der Grad der wirtschaftlichen Betätigung, maßgebend. Daneben übt natürlich die Durchführung der Aufgaben der Reichsbank einen gewissen Einfluß darauf aus. Die Hauptaufgaben sind: die Regelung des Geldumlaufes, d. h. die Aufrechterhaltung der Währung, und die Beschaffung von kurzfristigem Kredit. Zur Erfüllung der ersten Aufgabe ist es nötig, Vorsorge zu treffen, daß dem Verkehr genügende Mengen Geld zur Begleichung der Zahlungen zur Verfügung stehen, für die zweite Aufgabe, daß die Reichsbank für hinreichende Gelddeckung sorgt, so daß sie stets auch den weitestgehenden Kreditansprüchen durch Notenausgabe genügen kann. Die Gewährleistung der Einlösung der Noten ist von größter Wichtigkeit; die Verweigerung der Einlösung würde auf einen Währungszusammenbruch hinauskommen. Die Noten würden dann im Verhältnis zu dem Gold und zu den Warenpreisen entwertet werden; eine Störung der Volkswirtschaft wäre die Folge davon. Die Bank muß mithin sorgen, daß genug Währungsgeld im freien Verkehr und in ihren Beständen ist.

Das wichtigste Mittel hierfür ist die Beschaffung eines hinreichenden Geldbestandes, und die Reichsbank ist dieser Aufgabe mit Erfolg nachgekommen. Insgesamt hat sie in 30 Jahren für 3½ Milliarden *M* Gold angekauft, und von 1882 bis 1906 ist der Goldbestand von 2½ auf 4½ Milliarden *M* vermehrt worden. Eine verstärkte Vermehrung zu Zeiten großen Geldbedarfes stößt jedoch auf gewisse Schwierigkeiten, da bei zu starker Nachfrage der Goldpreis leicht gesteigert werden könnte. Die Reichsbank hat ihre Bestände außerdem auch durch die Vermehrung der Depositen und fremder Gelder ver-



größert. Doch steht dieser Vermehrung ein Goldabfluß gegenüber. Wollte die Reichsbank ihm nicht begegnen, so würde die Beschaffung von Gold unter Umständen eine zwecklose Arbeit werden.

Um einen zu großen Goldabfluß zu verhindern und das Gold zu halten, hat die Reichsbank sich die Pflege und Ausbildung des Giro- und Scheckverkehrs zur Aufgabe gemacht. Unter Giroverkehr versteht man einen Verkehr, bei dem der Kunde der Bank, der an einen andern Kunden derselben Bank Zahlungen zu leisten hat, diese dadurch bewirkt, daß er die Bank beauftragt, den geschuldeten Betrag seinem Konto ab- und dem des andern zuzuschreiben; an Stelle der Zahlung tritt also die Buchung. Die Grundlage bildet das (bei der Reichsbank unverzinsliche) Guthaben, welches durch weitere Einzahlungen, Einziehung von Wechseln, Schecks, Anweisungen, Einzahlungen und Ueberweisungen andrer Personen usw. vermehrt, durch Entnahme, Einlösung von Wechseln, Ueberweisung an andre durch Umbuchung und durch Schecks zur Auszahlung vermindert wird. Durch den Ausbau des Giroverkehrs ist Deutschland zu einem großen Giroplatz geworden. Die unter der Bezeichnung Giroverkehr zusammengefaßte Verrechnung der Forderungen und Verbindlichkeiten hat eine weitere Ausbildung durch die Errichtung von Abrechnungsstellen erlangt. Die Beauftragten verschiedener Banken kommen regelmäßig zusammen, um die aus der Summe der Geschäftshandlungen sich ergebenden Forderungen und Verbindlichkeiten festzustellen, durch Verrechnung auszugleichen, so daß nur der überschießende Betrag zu zahlen ist, welcher wiederum zumeist nicht in bar, sondern durch Uebertragung in den Girokonten der Reichsbank umgesetzt wird. Dieses Verfahren bedeutet eine wesentliche Vereinfachung der Arbeit und große Ersparnis an Bargeld. In England ist es zu großer Entwicklung gelangt; bei uns hat sich der Giro- und Scheckverkehr gleichfalls eingebürgert, jedoch noch nicht in allzu hohem Grade, und ist noch einer wesentlichen Steigerung fähig. Dieses Mittel ist jedoch, wenn es auch in Zeiten großen Geldbedarfes weiter ausgebildet werden kann, im allgemeinen nicht geeignet, in solchen Zeiten auf einmal eine große weitere Geldersparnis herbeizuführen.

Ein Geldabfluß aus den Beständen der Reichsbank entsteht vor allem, abgesehen von kritischen Zeiten, in denen das Vertrauen schwindet und jeder möglichst Bargeld aufzuspeichern versucht, in Zeiten lebhaften Geschäftsganges. Die Reichsbank hat wenig Mittel, diesem Geldabfluß zu steuern, denn sie muß auf Verlangen Noten, Kassenscheine und Scheidemünzen in Währungsgeld einlösen. Das wichtigste Mittel bleibt für sie unter diesen Umständen, auf eine Einschränkung des Geldbedarfes hinzuwirken. Das erreicht sie am leichtesten und unter Vermeidung größerer Härten durch eine Erhöhung des Diskonts.

Außer der Entziehung durch den inländischen Verkehr kommt aber noch ein Abfluß von Geld in das Ausland in Frage. Die wechselseitigen wirtschaftlichen Beziehungen verschiedener Länder miteinander vollziehen sich auf verschiedene Weise. Vor allem kommt der Warenaustausch in Betracht. Kapitalreiche Länder haben meist eine geringere Ausfuhr gegenüber der Einfuhr zu verzeichnen; im Deutschen Reich betrug 1906 die Einfuhr rd. $8^1/_4$, die Ausfuhr rd. $6^1/_4$ Milliarden *M*. Zur Deckung dieser ungünstigen Handelsbilanz stehen verschiedene Hülfsmittel zur Verfügung: Einnahmen aus geleisteten Diensten, z. B. im Frachtgeschäft, aus der Tätigkeit der Banken und des Zwischenhandels, aus Zinsen aus den im Ausland angelegten Kapitalien und Effekten und aus dem Reiseverkehr der Ausländer. Diese internationalen wirtschaftlichen Beziehungen werden zum geringsten Teil durch Barmittel, zum größten Teil durch Wechsel vermittelt. Der Wechsel ist das internationale Zahlungsmittel. Wenn z. B. ein Bremer Haus Baumwolle aus Amerika bezieht, zahlt es nicht in bar, sondern der Bremer Kaufmann akzeptiert entweder einen Wechsel, den er im Auslande zu zahlen hat, oder er kauft sich einen ausländischen Wechsel, der an dem Orte seines Lieferanten zahlbar ist, und sendet diesem für die Forderung seinen Wechsel ein. Dieser Verkehr ist oft äußerst verwickelt, und der Wechsel durchläuft häufig eine Reihe von Händen. Der Bremer Kaufmann kauft sich den im Auslande zahlbaren Wechsel, der nach Deutschland infolge der Warenbezüge des Auslandes gekommen ist, an der Börse. Der Auslandwechsel ist ein Handelsgegenstand und je nach Angebot und Nachfrage Kursschwankungen unterworfen. Wenn bei uns das Angebot der im Auslande zu zahlenden Wechsel groß ist, ist der Kurs niedrig; überwiegt die Nachfrage über das Angebot, so steht der Kurs höher. Die Wechselkurse werden in der Weise notiert, daß angegeben wird, wieviel deutsches Geld für einen bestimmten, auf dem Wechsel angegebenen, auf ausländische Währung lautenden Betrag zu zahlen ist. Steht der Wechselkurs hoch, so redet man von ungünstigem, steht er niedrig, von günstigem Kurse. Ungünstige Kurse treten dann ein, wenn wir mehr Verbindlichkeiten an das Ausland haben, günstige, wenn unsre Forderungen überwiegen. Der Wechselkurs richtet sich in erster Linie nach der beiderseitigen Währung unter Zugrundelegung der Parität, d. h. eines Verhältnisses des Edelmetallwertes der beiderseitigen Währungsmünzen unter Berücksichtigung des Remediums und der Legierung. Deckt das Angebot die Nachfrage, so wird der Kurs auf der Parität stehen; ist er für uns günstig, so brauchen wir weniger zu zahlen; ist er ungünstig, so müssen wir mehr bezahlen. Doch kann sich der Kurs nicht allzu weit von der Parität entfernen, da es alsdann vorteilhafter werden würde, die Zahlungen durch Bargeld auszugleichen und entweder Geld zu versenden oder sich kommen zu lassen. Wenn sich die Wechselkurse zu sehr von der Parität entfernen, wird eine Goldeinfuhr oder -ausfuhr ermöglicht. Bei ungünstigen Kursen droht die Gefahr der Ausfuhr von Gold, bei günstigen kommt die Möglichkeit der Einfuhr heran. Zwischen diesen Möglichkeiten, den sogenannten Goldpunkten, schwanken die Wechselkurse. Das ausgeführte Gold wird in letzter Linie den Beständen der Reichsbank entnommen. Wenn der Abfluß von Gold zu großen Umfang annimmt, wird der Goldvorrat der Reichsbank zu sehr geschwächt, so daß also die Erfüllung ihrer Aufgaben in Frage gestellt wird.

Die Reichsbank kann dem dadurch begegnen, daß sie bei ungünstigen Kursen durch das Angebot von ausländischen Wechseln einen Druck auf die Kurse auszuüben versucht, und zu diesem Zweck hält sie sich ausländische Wechsel in ihren Beständen. Das wichtigste Mittel ist aber die Diskonterhöhung. Diese führt zu einem Ausgleich der Wechselkurse besonders dadurch, daß durch die winkende hohe Verzinsung ausländisches Kapital in das Inland gezogen wird.

Tatsächlich haben solche Verhältnisse im vorigen Jahr vorgelegen. Die Wechselkurse von ausländischen Plätzen, besonders Paris und London, waren überwiegend ungünstig. Die Gründe hierfür beruhten darin, daß Deutschland dem Auslande mehr verpflichtet war, als es zu fordern hatte. Dazu trug auch die Zurückziehung französischer Guthaben bei, die unter dem Einflusse der zugespitzten politischen Verhältnisse erfolgte. Auch die starke Inanspruchnahme des Kontinents durch Amerika und die Erstattung der Versicherungsentschädigungen für das Unglück in San Francisco blieben darauf nicht ohne Einfluß. Außerdem kam noch eine Reihe andrer Umstände hinzu. Anderseits fehlten erleichternde Umstände. Besonders England trat nicht wie sonst als Geldgeber auf, da es selbst Geldknappheit hatte. Wenn die Geldausfuhr auch nicht bedeutend war, so zwang doch die Möglichkeit eines größeren Goldabflusses zu Gegenmaßnahmen, zu Diskonterhöhungen.

Der hohe Diskont hatte also vor allem in den gesamten Wirtschaftsverhältnissen, in der übergroßen Vermehrung der Nachfrage nach Kapital, besonders Bargeld, gegenüber dem Angebot seinen Grund. Dazu trat ferner der Umstand, daß die Reichsbank zu Maßnahmen zur Wahrung ihrer eigenen und der gesamten inländischen Goldbestände gezwungen war, um ihren Aufgaben gerecht werden zu können.

Zur Ermäßigung des Diskonts ist eine Reihe von Vorschlägen gemacht worden, vor allem Erhöhung des Goldvorrates der Reichsbank. Die Reichsbank erfüllt diese Aufgabe auch nach Kräften, kann aber unter angespannten Verhältnissen den Vorrat nicht beliebig vermehren, zumal eine gesteigerte Nachfrage leicht eine Erhöhung des Goldpreises herbeiführen kann; außerdem würden ihr aber die Goldbestände bei größerem Bedarf ebenso schnell wieder entzogen werden können. Ganz besonders wird eine Erhöhung des Grundkapitals empfohlen. Darauf treffen dieselben Erwägungen zu, die für die Erhöhung des Goldbestandes in Frage kommen. Eine mäßige Erhöhung würde unbedenklich sein, aber nicht ins Gewicht fallen, zumal das Grundkapital gegenüber den andern Mitteln der Bank an Noten und fremdem Gelde eine verschwindende Rolle spielt. Eine Erhöhung des Kapitals in großem Umfange würde aber in den Verhältnissen des Geldmarktes eine Aenderung überhaupt nicht herbeiführen. Denn die Reichsbank müßte das Kapital aus dem Inlande ziehen; dieses würde bei gesteigertem Bedarf die Nachfrage entsprechend erhöhen und der Reichsbank das Kapital wieder abnehmen. Die Erhöhung des Grundkapitals würde nichts andres bedeuten, als daß das Kapital aus einer Tasche der Volkswirtschaft in die andre gesteckt würde. Da die Reichsbank auch ein Erwerbinstitut ist, mithin auch auf die Verzinsung Bedacht zu nehmen hat, würde sie ferner bei einer sehr großen Kapitalerhöhung genötigt sein, in ruhigen Zeiten

auf hinreichende Verwertung Bedacht zu nehmen und sich bisher vernachlässigten Zweigen des Bankgeschäftes zuzuwenden. Die Privatbanken würden sich gegen diesen Wettbewerb wehren und ihre Kapitalien erhöhen; dadurch würde der Bedarf an Gold nur noch mehr vergrößert werden.

Schließlich wird aber auch der Bimetallismus als Helfer in der Not angepriesen, wobei auf das Beispiel Frankreichs verwiesen wird. Frankreich hat die Doppelwährung; es erfreut sich eines niedrigen Diskonts. Daraus wird gefolgert, daß die Doppelwährung die Ursache des niedrigen Zinsfußes sei. Wie bereits hervorgehoben, liegen aber die Verhältnisse in Frankreich ganz anders als bei uns. Der Grund für den niedrigen Zinssatz liegt in der Hauptsache in der minder rührigen wirtschaftlichen Betätigung. Frankreich löst seine Noten tatsächlich im allgemeinen nicht in Gold ein, sondern in Silber und gibt Gold nur gegen einen Aufschlag her; dadurch wird es in die Lage versetzt, sich einen größeren Goldvorrat zu sichern. Gleichwohl ist es oft genötigt gewesen, seinen Zinsfuß zu erhöhen, wenn die Nachfrage nach Geld stark zunahm. Die französischen Verhältnisse sind aber auf uns nicht übertragbar. Denn die Einlösung von Noten in Währungssilber käme für uns nur in verschwindendem Umfang in Betracht, da der Vorrat an Talern, die neben Gold allein Vertragsmünze sind, sich kaum mehr auf 50 Millionen *M* beläuft — wir müßten denn etwa völlig zur Doppelwährung übergehen. Dagegen aber sprechen alle die erwähnten Bedenken: die Diskreditierung der Währung, die Veränderung der Preise, die Schädigung weiter Kreise der Bevölkerung, die Abschreckung ausländischen Kapitals, die geradezu zu einer Erhöhung des Diskonts Anlaß geben könnte.

Es bleiben somit nur wenig Mittel zur Erleichterung der gespannten ausländischen Verhältnisse übrig, vor allem die Begünstigung ausländischer Goldeinfuhr, wie sie von der Reichsbank bereits gewährt wird; des weiteren auch eine Revision des Börsengesetzes, das infolge des Verbotes des Terminhandels in einer Reihe von Effekten das Effektengeschäft in sehr großem Umfang auf den Kassaumsatz hingedrängt hat und somit wesentlich größere Mengen Geld erfordert. Das wichtigste Mittel aber ist natürlich eine Steigerung des Kapitalreichtums.

Schließlich ist auch noch zu beachten, daß der hohe Diskont, der ein Warnungszeichen bedeutet, auch gewisse günstige Folgen hat; er mahnt die Geschäftswelt zur Vorsicht, schränkt die Spekulation ein und wirkt daher auf die Fernhaltung von Uebertreibungen der wirtschaftlichen Konjunktur, auf eine Milderung von Krisen.

Die vorstehenden Ausführungen sollten nicht eine erschöpfende Darstellung der überaus verwickelten Verhältnisse des Geld- und Kreditwesens geben, sondern nur die Hauptgesichtspunkte zeigen und auf die Schwierigkeiten hinweisen. Diejenigen, welche durch staatliches Eingreifen eine Ermäßigung des Zinssatzes erzwingen wollen, überschätzen den Einfluß des Staates und unterschätzen die Macht der wirtschaftlichen Verhältnisse. Es ist in erster Linie nötig, über die treibenden Kräfte und Ursachen ins klare zu kommen; auch daraus schon wird man wertvolle Fingerzeige für die wirtschaftliche Betätigung erhalten.

Eingegangen 10. Juni 1907.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 8. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Stein. Schriftführer: Hr. Wittrock.

Anwesend 51 Mitglieder und 3 Gäste.

Hr. Dreyer spricht über

moderne Bearbeitung von Transmissionswellen und die damit erzielten Fabrikate.

Einleitend würdigt der Vortragende die bisher bekannten Arten der Herstellung von Transmissionswellen einer kurzen Betrachtung.

Um eine Welle auf der Drehbank zu bearbeiten, wird sie nach dem alten Verfahren erst vorgerichtet und dann aufgespannt. Läuft die Welle nicht, so wird sie noch durch Hämmern usw. nachgerichtet. Diese Arbeiten sind schwierig und sehr zeitraubend und erfordern ganz besondre Aufmerksamkeit des Arbeiters; außerdem wird durch das Richten die Drehbank sehr in Mitleidenschaft gezogen. Nachdem mehrere Wellen vorgerichtet sind, werden sie nochmals zwischen die Spitzen der Drehbank genommen und an einem Ende vorgedreht; sie müssen dann umgedreht werden, um unter Benutzung von Vorschrupp- und Schlichtstählen bearbeitet werden zu können; zum Schluß ist ein nochmaliges Nachrichten der Welle erforderlich.

Durch das Drehen wird die Welle warm, und da sie zwischen den Spitzen festgelegt ist, muß der Reitstock mehrfach gelöst und wieder nachgestellt werden. Dieses Nachstellen wirkt nachteilig auf den zu drehenden Wellendurchmesser und verlangt die ganze Geschicklichkeit eines geübten Drehers, wenn genau runde und gleichmäßige Wellen hergestellt werden sollen.

Sodann kommt der Vortragende auf sonstige Verfahren zur Herstellung von Wellen zu sprechen. In den 70er Jahren des vorigen Jahrhunderts ist ein Verfahren zur Herstellung gezogener Wellen eingeführt worden. Diese gezogenen Wellen haben im geringeren Maschinenbau eine große Verbreitung gefunden. Hierzu dürften auch die kalt gewalzten sogen. gepreßten Wellen gezählt werden.

Trotzdem haben gedrehte Wellen im besseren Maschinenbau ihren Platz behauptet, und es wird auch wohl kaum die Zeit kommen, wo man auf gedrehte Wellen verzichten kann. Die Nachteile von gezogenen und gepreßten Wellen oder solchen, die roh vorgedreht und einem nachträglichen Veredlungs- und Polierverfahren unterzogen werden, bestehen darin, daß innere Spannungen auftreten; diese kommen beim Eindrehen von Lagerstellen, Anbringung von Flächen und Nuten zur Geltung und machen sich durch das Schlagen der Wellen bemerkbar. Zu erwähnen ist noch, daß die Wellen für diese Verfahren besonders gutes und geeignetes Material erfordern.

Dem Vortragenden ist beim Arbeiten an einer Spezial-Wellendrehbank in Amerika angesichts der großen Schwierigkeiten, die er zu überwinden fand, bereits 1880 der Gedanke gekommen, daß die Konstruktion einer besseren Arbeitsmaschine für diesen Zweck eine dankbare Aufgabe sein werde. Indes erst in den Jahren 1885 bis 1890 konstruierte er bei Johann Caspar Harkort einen Fräskopf zur Bearbeitung von Bolzen. Er schildert, wie er diesen Fräskopf weiter ausgebildet hat. Die Konstruktion ist in Sindelfingen 1900 ausgeführt worden[1]. Die Maschine ist seit 1901 in Deutschland und Amerika patentiert und unterscheidet sich von den Maschinen amerikanischen Ursprunges wesentlich. Die in Sindelfingen gebauten Maschinen befinden sich noch heute im Betriebe.

Der Gang der Wellenfabrikation nach diesem Verfahren ist folgender:

1) mechanisches Vorrichten,
2) Fräsen der Welle,
3) Nachkontrolle und Polieren.

Für das mechanische Richten der Wellen sind im Laufe der Jahre verschiedene Konstruktionen in Anwendung gekommen.

Fig. 1 und 2.

Wellenrichtmaschine.

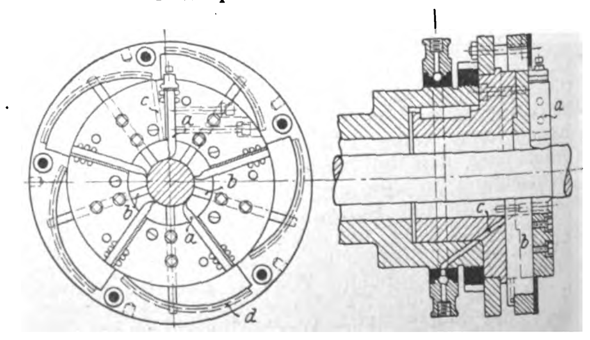
Eine Wellenrichtmaschine, die den gestellten Anforderungen genügt, veranschaulichen Fig. 1 und 2. Die Welle wird durch zwei Richtwalzen, von denen die eine gerade, die andre konkav ist, geführt; die beiden in der Figur angegebenen Stege dienen zur axialen Führung der Welle.

Durch diese Richtmaschine werden alle Krümmungen vollständig beseitigt; dies gilt besonders von den Enden der Wellen, was bei andern Maschinen bis heute noch nicht möglich gewesen ist.

Nachdem die Welle gerichtet ist, kommt sie auf die Fräsmaschine. Eine Hohlspindel wird durch Riemenantrieb ohne Räderübersetzung in Umdrehung versetzt. Sie trägt in

Fig. 3 und 4.

Fräskopf zur Wellenbearbeitung.



[1] s. Z. 1902 S. 347.

ihrem vorderen Ende den Fräskopf, Fig. 3 und 4, der mit fünf gleichzeitig schneidenden radial angeordneten Messern *a* arbeitet. Zur sicheren Führung und Zentrierung des gedrehten Wellenstückes sind ebensoviele Anlegebolzen *b* vorhanden, die als durchbrochene Brille die Welle führen und mit einer Einrichtung *d* für Selbstzentrierung bei jedem Wellendurchmesser ausgerüstet sind.

Um der bei der Arbeit der Maschine auftretenden Wärmeentwicklung zu begegnen und Brille und Schneidwerkzeuge zu schonen, wird der ganze innere Fräskopf durch Wasser gekühlt. Das als Schmiermittel dienende Kühlwasser wird mittels einer Pumpe unter Druck durch Rohre *c* eingeleitet, und entfernt gleichzeitig die kleineren Schlichtspäne aus dem Fräskopf. Die Welle wird durch einen selbsttätigen Rollenvorschub, der nach Bedürfnis ein- und ausgerückt werden kann und mit einer von Hand zu bedienenden Zentriervorrichtung versehen ist, in axialer Richtung gegen den Fräskopf bewegt.

Der Arbeitsvorgang ist fortlaufend; die anschließende Welle schiebt die vorhergehende vollends durch den Fräskopf. Die nunmehr fertige Welle wird aus der Klemmvorrichtung gelöst und mittels einer besonderer Ablegevorrichtung entfernt.

Als brauchbare Geschwindigkeiten sind folgende erprobt: Der Fräskopf umkreist die Welle mit einer Schnittgeschwindigkeit von 350 bis 500 mm/sk bei einem gleichzeitigen Vorschub von 2 bis 3,3 mm/sk. Hierdurch ist die Maschine imstande, stündlich 9,5 m fertige Welle von 50 mm Dmr. zu liefern.

Die Wellen werden auf einer Hand-Richtmaschine nachgerichtet. Eine selbsttätig arbeitende Wellenschmirgel- und Poliermaschine dient dazu, den fertig gerichteten Wellen vor dem Versand ein sauberes Ansehen zu verleihen.

Während des Vortrages legte der Vortragende einige Proben vor, welche die Güte des mit der Maschine erzielten Fabrikates erkennen ließen.

Bücherschau.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. Fünfter Teil, vierter Band: Anordnung der Bahnhöfe. Erste Abteilung: Einleitung, Zwischen- und Endstationen in Durchgangform, Verschiebebahnhöfe, Güter- und Hafenbahnhöfe. Bearbeitet von A. Goering † und M. Oder. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. Preis 14 *M*.

Seit langem war es der Wunsch Goerings, die Bahnhofanlagen wissenschaftlich zu bearbeiten. Infolge von Ueberlastung mit Amtsgeschäften konnte er die Arbeit nicht allein durchführen. Er selbst übernahm die Bearbeitung der Personenbahnhöfe und übertrug die Behandlung der Verschiebe- und Güterbahnhöfe an Oder, behielt sich aber die redaktionelle Leitung des Ganzen vor. Leider war es Goering nicht mehr vergönnt, das Werk zu vollenden; nach Abschluß der ersten Abschnitte des vorliegenden Bandes raffte ihn ein plötzlicher Tod hinweg. So wurden denn die Bearbeitungen von Goering und die fertiggestellten Abhandlungen über die Verschiebe- und Güterbahnhöfe von Oder, damit sie nicht veralten, als erste Abteilung veröffentlicht. Die Bearbeitung der zweiten Abteilung des Bandes, die möglichst bald nachfolgen soll, ist Oder übertragen worden; sie wird in der Hauptsache größere Personen- und Abstellbahnhöfe besprechen und Regeln und Vorschriften für das Entwerfen bringen.

Der vorliegende Teil behandelt nach einer Einleitung über Zweck, Wesen und Einteilung der Bahnhofanlagen zunächst die Zwischen- und Endstationen in Durchgangform. Zur Erleichterung des Studiums ist hier mit den einfachsten Fällen, den Haltepunkten, begonnen, und schrittweise vorgehend sind systematisch die Gleisanordnungen der einfachen Zwischen- und Endstationen in Durchgangform entwickelt, alles unter Hinweis auf die einschlägigen Betriebvorgänge.

Um die verwickelten Zwecke der Verschiebe- und Güterbahnhöfe zu erläutern, ist ein besonderer Abschnitt über die Grundzüge der Güterbeförderung und des Güterzugbetriebes eingefügt. Hierdurch wird dem Entwerfenden mit knappen aber klaren Worten ein anschauliches Bild von den für die Entwurfarbeit wichtigsten Gebieten des Verkehrs- und Betriebsdienstes gegeben. Dem folgenden Abschnitt über die Verschiebebahnhöfe wird nach kurzer Aufzählung der Zwecke und Anordnungen der Verschiebebahnhöfe eine Reihe von Beispielen voraufgeschickt, um im Leser eine lebendige Vorstellung von dem Betrieb auf den Verschiebebahnhöfen zu erwecken. Erst hieran reiht sich die erschöpfende Betrachtung über die Gesamtanordnung und die Ausbildung der einzelnen Teile. Diese an sich ungebräuchliche Darstellungsform dürfte wesentlich dazu beitragen, die Schwierigkeit des Studiums zu erleichtern. Im Schluß dieses Abschnittes ist auch auf die wirtschaftlichen Fragen, auf die Berechnung der Betriebskosten und die Beschleunigung des Wagenumlaufes hingewiesen.

Der letzte Abschnitt bespricht die Güter- und Hafenbahnhöfe, und zwar im einzelnen die Stückgutbahnhöfe, Anlagen für den Wagenladungsverkehr und die Hafenbahnhöfe.

Die Bearbeitungen von Goering als demjenigen, der zuerst die wissenschaftliche Behandlung des schwierigen Gebietes der Bahnhofanlagen unternahm und damit auf die gründliche und sachgemäße Durchbildung unsrer Bahnhöfe von Einfluß gewesen ist, lassen sein feinsinniges Verständnis und eine seltene Gründlichkeit erkennen; die von Oder bearbeiteten Teile verraten ein umfangreiches Wissen in allen Bau- und Betriebsfragen und ein scharfes kritisches Urteil. Ueberall ist auf die neuesten Anlagen zweckmäßig Bezug genommen; die bei einzelnen Anlagen erläuterten Erfahrungen sind teilweise erst auf Grund von zeitraubenden Reisen gesammelt worden. Inländische und ausländische Bauweisen finden zweckmäßige Berücksichtigung, und so bringt das Werk in übersichtlicher und klarer Darstellung eine Fülle von neuen Anregungen, eine Auslese des Neuesten und eine erschöpfende wissenschaftliche Behandlung der Personen-, Verschiebe- und Güterbahnhöfe.

Da auch die Ausstattung des Buches mit guten Abbildungen in jeder Beziehung mustergültig ist, so kann es allen Eisenbahnern auf das wärmste empfohlen werden.

Giese.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Jahrbuch für das Eisenhüttenwesen. V. Jahrgang. Ein Bericht über die Fortschritte auf allen Gebieten des Eisenhüttenwesens im Jahr 1904. Von Otto Vogel. Düsseldorf 1907, A. Bagel. 448 S. mit 74 Fig. Preis 10 *M*.

Mit dem vorliegenden fünften Bande stellt der Verein deutscher Eisenhüttenleute das Erscheinen des Jahrbuches in der bisherigen Form ein; an seine Stelle tritt eine in der Zeitschrift Stahl und Eisen vierteljährlich erscheinende »Zeitschriftenschau«. Damit wird der bei den Besprechungen früherer Bände an dieser Stelle beklagte Mangel zu späten Erscheinens beseitigt. Es ist aber zu bedauern, daß in der Literaturübersicht nunmehr die beiden Jahre 1905 und 1906 völlig fehlen werden, und es möge an dieser Stelle die Anregung gegeben werden, diese beiden Jahre in der Form des Jahrbuches, wenn auch mit einiger Verzögerung, nachträglich fertigzustellen; denn die Literaturübersicht wird, namentlich in der Folge, durch die Lücke an Wert verlieren. In ähnlicher Weise hat der Verein deutscher Ingenieure den Jahrgang 1898 der von ihm herausgegebenen »Zeitschriftenschau« nachträglich erscheinen lassen und dadurch den Anschluß an die von Prof. Zeman herausgegebene »Literaturübersicht« hergestellt[1]).

Die Golderz-Formationen in den verschiedenen Weltteilen. Von Richard Loeb. Mannheim 1907, Richard Loeb, Bankgeschäft. 16 S.

Mitteilungen aus der Königlichen Prüfungsanstalt für Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung zu Berlin. Von Dr. A. Schmidtmann und Dr. Carl Günther. Heft 9. Berlin 1907, August Hirschwald. 210 S. mit 38 Fig. und 4 Taf. Preis 8 *M*.

Westdeutschlands Adreßbuch für alle Zweige der Hütten- und Metall-Industrie. Mit Bezugsquellen-Nachweis für den gesamten technischen Bedarf. Ausgabe 1907/08. Von R. Knop. Lütgendortmund 1907, Druckerei- und Verlagsgesellschaft m. b. H. 262 S. Preis 5 *M*.

[1]) s. Z. 1900 S. 890.

Zur Geschichte der Entwicklung der mechanischen Kunst. Neue Beiträge zur Geschichte der Mechaniker Göttingens im 18. und in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Von O. Behrendsen. Berlin 1907, Julius Springer. 30 S. Preis 1 *M.*

Sonderabdruck aus Deutsche Mechaniker-Zeitung, Heft 10, 1907.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. 3. Teil: Der Wasserbau. 13. Bd.: Ausbau von Wasserkräften. 1. Lieferung. Von Th. Koehn. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 544 S. mit 124 Fig. und 44 Taf. Preis 28 *M.*

Chemisch-technische Bibliothek. Bd. 304: Das Färben des Holzes durch Imprägnierung. Praktische Winke auf dem Gebiete der Holzfärberei. Von Josef Pfister. Wien und Leipzig 1907, A. Hartlebens Verlag. 51 S. mit 11 Fig. Preis 2 *M.*

Die Kältemaschinen. Gemeinverständliche Bearbeitung der Eis- und Kühlmaschinen und ihrer Anlagen. Von Georg Göttsche, Altona. 3. Aufl. Hamburg 1907, Johannes Kriebel. 340 S. mit 197 Fig. und 89 Tab. Preis 4,50 *M.*

Encyclopédie scientifique des Aide-Mémoire. Les aciers spéciaux. Von L. Révillon. Paris 1907, Gauthiers-Villars und Masson & Cie. 188 S. mit 36 Fig. Preis 2,50 frs.

Grundzüge einer Bundesgesetzgebung über die Ausnutzung und Verwertung der Wasserkräfte. I. Teil. Die Ausnutzung der Wasserkräfte. Von A. Pfleghart. Zürich 1907, Fäsi & Beer. 142 S. Preis 3,40 *M.*

Untersuchungen an Plattenträgern aus Eisenbeton. Von Möller. Berlin 1907, Leonhard Simion Nchf. 122 S. mit 104 Fig. Preis 6 *M.*

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. Von Dr. E. von Halle. 2. Jahrg. 1907: I. Teil. Internationale Uebersichten. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 368 S. mit 8 Abbildungen und 2 Mustertafeln. Preis geh. 6 *M.*

Inhalt: Die große Politik des Jahres (Dr. K. Riezler). Internationale Wirtschaftspolitik (Dr. E. Roghé). Weltsozialpolitik (Dr. W. Zimmermann). Weltproduktion: a) Landwirtschaftliche Produktion (Dr. C. Ballod), b) Erzeugung industrieller Rohstoffe (Dr. H. Voelcker). Geld und Kredit: a) Geldwesen und Edelmetalle (E. Biedermann), b) Bankwesen (A. Feiler), c) die Börsenlage 1906, d) der internationale Geld und Wechselmarkt 1905 (Dr. H. Schacht). Der Welthandel (A. H. Hirschberg). Weltverkehr: a) die Eisenbahnen (Dr. A. v. d. Leyen), b) Reederei und Schiffahrt (Dr. E. v. Halle), c) Post und Telegraphie (A. Grosse). Versicherungswesen (Dr. A. Maues). Die Finanzen der europäischen und der wichtigeren außereuropäischen Staaten (O. Schwarz). Die Technik im Jahr 1905 (Dr. H. Mehner). Kunstgewerbe (Dr. H. Muthesius). Armenwesen (Dr. E. Münsterberg). Wirtschaftsrecht (Dr. C. Ritter).

Deutschland in Uruguay. Vortrag, gehalten in der Abteilung Berlin-Charlottenburg der Deutschen Kolonial-Gesellschaft am 8. April 1907. Von Carlos Blixén. Berlin 1907, Hermann Paetel. 28 S.

Elektron. Zeitschrift für die Fortschritte der Elektrotechnischen Praxis. Von P. Wangemann. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. Preis vierteljährlich 5 *M* bei monatlich zweimaligem Erscheinen.

Die Zeitschrift macht sich eine systematische Berichterstattung über die elektrotechnischen Erfindungen der gesamten Welt zur Aufgabe. In den verschiedenen Kulturländern werden zurzeit jährlich rd. 5000 verschiedene elektrotechnische Patente erteilt; nur rd. 900 von ihnen genießen in Deutschland einen Rechtsschutz, die übrigen 4100 stehen der deutschen Industrie zur Benutzung frei. Infolgedessen wird die neue Zeitschrift eine Fülle von Anregungen bieten können.

Wärmelehre. Von Dr. Johs. J. C. Müller. Leipzig 1907, Johann Ambrosius Barth. 194 S. mit 86 Fig. Preis 4 *M.*

Die wichtigsten Gesetze der Wärmelehre werden abgeleitet und ihre Anwendung auf Dampfmaschinen, Dampfturbinen und Wärmekraftmaschinen erläutert. Die Darstellung ist klar und einfach, wie es bei Behandlung des schwierigen Stoffes nur zu wünschen ist, so daß das Buch ein Lehrbuch im besten Sinne des Wortes genannt und als Einleitung zum Studium umfangreicherer Werke empfohlen werden kann.

Die Patentgesetze. Zweiter Teil. Deutschland, Rußland, die Vereinigten Staaten von Nordamerika, Frankreich, Belgien, Italien, Spanien. Eine systematische Uebersicht von Dr. L. Fischer und P. C. Roediger. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. 52 S. Preis 5 *M.*

Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse des Dampfes in Freistrahl-Grenzturbinen. Von Dr.-Ing. Oskar Recke. München und Berlin 1907, R. Oldenbourg. 118 S. mit 67 Fig. und 3 Taf. Preis 2,50 *M.*

Sonderabdruck aus der »Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen« 1906.

Sammlung Göschen. Bd. 342 und 343. Heizung und Lüftung. Teil I. Das Wesen und die Berechnung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Teil II. Ausführung der Heizungs- und Lüftungsanlagen. Von Johannes Körting. Leipzig 1907, G. J. Göschensche Verlagshandlung. 294 S. mit 225 Fig. Preis eines Bandes 0,80 *M.*

Die Wissenschaft. Sammlung naturwissenschaftlicher und mathematischer Monographien. Heft 22: Kant und die Naturwissenschaft. Von Dr. E. König. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. 232 S. 8⁰. Preis 6 *M.*

Der Verfasser sucht zu zeigen, daß insbesondere die erkenntnistheoretischen Anschauungen Kants, denen sich die Erkenntnistheorie der neueren Naturwissenschaft in verschiedenen wesentlichen Punkten in bemerkenswerter Weise ganz von selbst genähert hat, mit den Ergebnissen der naturwissenschaftlichen Forschung durchaus vereinbar und geeignet sind, als Grundlage für eine einheitliche Lösung der naturphilosophischen Probleme zu dienen. Das Buch wird allen denen willkommen sein, die sich allgemein über die Hauptströmungen in der heutigen Naturphilosophie unterrichten möchten. Die Ingenieure werden die Kapitel über Raum und Bewegung, über die Grundlagen der mechanischen Naturanschauung, über die Prinzipien der Mechanik und über Kinetik und Energetik besonders interessieren.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Hochbau. Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten vom 24. Mai 1907. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 0,60 *M.*

— Deutsches Bauhandbuch: Frdr. Wagner. Landwirtschaftliche Bauten. 3. Aufl. Berlin 1907. Deutsche Bauzeitung. Preis 14 *M.*

— Kersten, C. Der Eisenbetonbau. 1. Tl.: Ausführung und Berechnung der Grundformen. 4. Aufl. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 3 *M.*

Ingenieurwesen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 40. Heft. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 *M.*

Landwirtschaftliche Maschinen. Mitteilungen des Verbandes landwirtschaftlicher Maschinen-Prüfungsanstalten. 1. Jahrg. 4 Hefte. Berlin 1907. Parey. Preis 4 *M.*

Luftschiffahrt. Martin, Rud. Das Zeitalter der Motorluftschiffahrt. Leipzig 1907. Th. Thomas. Preis 3 *M.*

— Marshall, A. W., und Henry Greenly. Flying machines: Past, present, and future. London 1907. P. Marshall. Preis 1,20 *M.*

— Milla, Karl. Der freie Hebel des Flugschiffes. Wien 1907. Lehmann & Wentzel. Preis 4 *M.*

— Sazerac de Forge, L. La conquête de l'air. Le problème de la locomotion aérienne; les dirigeables et l'aviation; leurs applications. Nancy 1907. Berger-Levrault. Preis 10 *M.*

Maschinenbau. Uhlands, Wilh. Heinr., Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur. I. Bd. 2. Tl. 1. Abt. 2. Aufl. Berlin 1907. W. & S. Loewenthal. Preis 6,50 *M.*

Maschinenteile. Dusangey. Etude économique d'un transport d'énergie à grande distance. 3. Aufl. Grenoble 1907. Gratier & Rey. Preis 3,50 *M.*

Materialkunde. Baumann, R. Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 3 *M.*

Mathematik. Kohlrausch, A. L. Einführung in die Differential- und Integralrechnung nebst Differentialgleichungen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 6,80 *M.*



— Krisch, Aug. Barometrische Höhenmessungen und Reduzierungen zum praktischen Gebrauche von Jelineks Tafeln. Wien 1907. A. Hartleben. Preis 2 M.
— Weickert, A., und R. Stolle. Praktisches Maschinenrechnen. Eine Zusammenstellung der wichtigsten Erfahrungswerte aus der allgemeinen und angewandten Mathematik in ihrer Anwendung auf den praktischen Maschinenbau. 6. Aufl. Berlin 1907. Polytechnische Buchhandlung. Preis 2 M.

Mechanik. Boerner, Frz. Belastungsanlagen und Formeln zur Aufstellung von Berechnungen für Baukonstruktionen. 2. Aufl. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 3,50 M.
— Klopper, J. Toegepaste mechanica. Delft 1907. Waltman jr. Preis 0,50 M.
— Melan, J. Hülfstafel und Näherungsformeln zur Berechnung armierter Betonbalken und Plattenbalken. (Sonderdr.) Prag 1907. Calve. Preis 1 M.
— Müller-Breslau, Heinr. Die graphische Statik der Baukonstruktionen. II. Bd. 1. Abtlg. 4. Aufl. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 16 M.

Metallbearbeitung. Dahl, Rud. Leitfaden zum Berechnen der Wechselräder beim Gewindeschneiden an der Leitspindeldrehbank. 9. Aufl. Berlin 1907. Pataky. Preis 1,50 M.
— Nadolles Wandtafeln für Werkzeug- und Maschinenlehre (Metallbearbeitung). Berlin 1907. Spamer. Preis 5 M.

Metallhüttenwesen. Frey. Die Zinkgewinnung im Oberschlesischen Industriebezirk und ihre Hygiene. (Sonderdr.) Berlin 1907. Hirschwald. Preis 2 M.
— Hofmann, O. Hydrometallurgy of silver. London 1907. Hill Publ. Co. Preis 20,40 M.
— Julian, H. F., und E. Smart. Cyaniding gold and silver ores. 2. Aufl. London 1907. Griffin. Preis 25,20 M.
— Peters, E. D. Principles of copper smelting. London 1907. Hill Publ. Co. Preis 25,20 M.

Motorwagen und Fahrräder. Adams, W. P. Motorcar mechanism and management. 1. Tl.: The petrol car. 2. Aufl. London 1907. Griffin. Preis 6 M.
— Dissected model of a motor car. With a concise description of useful hints on the working parts and the method of starting and driving. London 1907. G. Philip. Preis 4,80 M.
— Fehrmann. Ueber Messungen an Kraftfahrzeugen. Vortrag. [aus Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes] Berlin 1907. L. Simion Nachf. Preis 3 M.
— Whitman, R. B. Motor car principles. London 1907. S. Appleton. Preis 6 M.

Müllerei. Bibliothek der gesamten Technik. Bd. 43: Baumgartner, F. Die Müllerei. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 1,40 M.

Papierindustrie. Praktische Papierkunde. Leipzig 1907. J. Mäser. Preis 4 M.

Physik. Lehmann, O. Die wichtigsten Begriffe und Gesetze der Physik. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 M.
— Müller-Pouillets Lehrbuch der Physik und Meteorologie. 10. Aufl. Braunschweig 1907. Vieweg & Sohn. Preis 15 M.
— Ruhmer, Ernst. Neuere elektrophysikalische Erscheinungen 2. Aufl. Berlin 1907. Administration des Mechaniker. Preis 4 M.

Schiffs- und Seewesen. Mentz, Walt. Schiffskessel. Ein Handbuch für Konstruktion und Berechnung. München 1907. R. Oldenburg. Preis 12 M.

Textilindustrie. Hartlebens, A., mechanisch-technische Bibliothek. 3. Bd.: Dornig, Herm. Die Praxis der mechanischen Weberei. 2. Aufl. Wien 1907. A. Harleben. Preis 3 M.
— Sharp, Peter. Flax, tow and jute spinning. 4. Aufl. London 1907. Simpkin. Preis 6 M.

Wasserkraftanlagen. Garnett, W. H. Stuart. Die Schaufelmotoren. Wasser- und Dampfturbinen, Zentrifugalpumpen und Gebläse. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 6 M.
— Neeser, R., und R. Siegmund. Quelques problèmes tirés du domaine des turbomachines hydrauliques. Paris 1907. Ch. Béranger. Preis 4 M.
— Prášil, F. Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelformen für Turbinen und Kreiselpumpen. (Sonderdr.) Zürich 1907. Rascher & Co. Preis 0,80 M.

Werkstätten und Fabriken. Ballewski, Alb. Der Fabrikbetrieb. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 6 M.
— Urbahn, Karl. Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken unter Berücksichtigung der Heizungskosten sowie der Abdampfverwertung. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 2,40 M.

Zementindustrie. Guidi, Camillo. Le costruzioni in beton armato. 2. Aufl. Turin 1907. Preis 3 M.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Brennstoffe.

Torfverkokung mit Gewinnung der Nebenprodukte. (Z. Dampfk. Maschbtr. 9. Okt. 07 S. 421/25) Eingehende Beschreibung der nach dem Zieglerschen Verfahren betriebenen Beuerberger-Anlage der Oberbayerischen Kokswerke mit elektrischem Antrieb durch 2 mit Gleichstrommaschinen von je 128 KW bei 440 V gekuppelte Lokomobilen von 240 und 150 PS. Die Lokomobilen sind mit Vorfeuerung für Abfalltorf ausgerüstet. Die Oefen zur Kokserzeugung aus Torf von 20 bis 25 vH Wassergehalt sind stehende Retorten von rd. 12 m Höhe und 8 bis 10 t Ausbeute in 24 st. Außerdem sind mehrere runde, 12 m hohe Schachtöfen für je 12 bis 14 t Torfhalbkoks vorhanden. Verwertung der Nebenprodukte.

Dampfkraftanlagen.

A central power station in the Whitewood, S. D., mining district. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 349/51*) Ausbau der Maschinen- und Kesselanlage der Consolidated Power and Light Co., Deadwood. Zu den beiden de Laval-Turbodynamos von je 200 KW sind 3 vierstufige Curtis-Turbodynamos der General Electric Co. hinzugekommen. Eine davon liefert 500 KW Drehstrom von 2300 V und 60 Per./sk, die beiden andern je 1500 KW mit 11000 V. Die Vergrößerung der Kesselanlage besteht aus 4 mit Ueberhitzern ausgerüsteten, paarweise angeordneten Babcock & Wilcox-Kesseln von je 325 qm Heizfläche.

Zur Frage der kombinierten Dampfturbinen. Von Jasinsky. Forts. (Z. f. Turbinenw. 10. Okt. 07 S. 421/26*) S. Zeitschriftenschau v. 5. Okt. 07. Schluß folgt.

Eisenbahnwesen.

Engineering features of the Western Pacific Railway. Von Low. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 334/39*) Darstellung der Streckenführung und des Baues der 1490 km langen Strecke der Western Pacific Railway von Oakland nach Salt Lake City, die teilweise parallel mit der Central Pacific Railway verläuft, aber geringere Steigungen aufweist.

Express locomotive for the Prussian State Railways. (Engng. 11. Okt. 07 S. 486/87 mit 1 Taf.) Ausführliche Veröffentlichung über die in Z. 1906 S. 1561 erwähnte 3/5-gekuppelte Lokomotive mit Schmidtschem Rauchröhren-Ueberhitzer, die von der Berliner Maschinenbau-A.-G. gebaut ist.

Ueber die Bestimmung der Achsbelastungen bei Lokomotiven. Von Kutschera. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 11. Okt. 07 S. 712/16*) Untersuchungen über die Verteilung der Achsdrücke beim Entwurf von Lokomotiven und bei fertigen Maschinen. Zwei- und dreiachsige Lokomotiven. Schluß folgt.

Die Gestalt der Lokomotivschuppen. Von Cauer. Schluß. (Organ 11. Heft 07 S. 222/24) Kreisförmige und Ringschuppen.

Eisenhüttenwesen.

Die Friedrich Alfred-Hütte zu Rheinhausen. (Stahl u. Eisen 9. Okt. 07 S. 1445/62* mit 6 Taf.) Die Hütte umfaßt 7 Hochöfen mit rd. 700000 t Roheisen Jahresleistung, ein Stahlwerk mit 4 Birnen zu je 25 t Inhalt und ein Walzwerk mit 2 Block- und 6 Fertigstraßen sowie den erforderlichen Nebenbetrieben. Ausführliche Darstellung der gesamten Anlagen.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Imperfect butt-joints in columns, and stresses in lattice-bars. Von Prichard. (Eng. News 3. Okt. 07 S. 368/70*) Statische Berechnung der Knickbelastung von Säulen, die ähnlich wie die beim Unfall der Quebec-Brücke zerknickten Untergurtglieder aus mehreren Rippen mit Querversteifung bestehen.

The erection of the south cantilever arm of the Quebec bridge. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 343/45*) S. Zeitschriftenschau v. 19. Okt. 07.

Calf Killer bridge, Nashville, Chattanooga and St. Louis Ry. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 339/40) Eingehende Beschreibung des zum Zweck der Verstärkung unternommenen Umbaues der rd. 90 m langen Brücke, die in schwierigem Gelände am Fuß einer

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 M für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 M für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

12,8 km langen Steigung den Calf Killer-Fluß überspannt. Die Spannweite der Brückenöffnungen ist durch Anlage zweier neuer Pfeiler vermindert worden.

Die Moselbrücke in Sauvage bei Metz. Von Colberg. Schluß. (Deutsche Bauz. 9. Okt. 07 S. 73/76*) Die Last der Fahrbahn wird auf die Hauptbogen durch Pfeiler und darauf ruhende Entlastungbogen übertragen. Angaben über die Standsicherheit, die Herstellung der Gelenksteine, Anordnung der Lehrgerüste und den Bau der Strombogen.

Elektrotechnik.

The Tofwehult-Westerwik transmission system, Sweden. Von Westerberg. (El. World 28. Sept. 07 S. 601/03*) Das Wasserkraftwerk bei Tofwehult ist für 1300 PS bemessen, wovon zurzeit 2 × 325 PS durch 2 Turbinen geliefert werden, während eine dritte 650 pferdige Turbine noch aufgestellt werden soll. Eine rd. 15 km lange Leitung überträgt den Drehstrom mit 10000 V nach Westerwik. Beschreibung der Hochspannungsleitung; Kosten der ganzen Anlagen.

The new power plant of the Lowell Electric Light Corporation. (El. World 5. Okt. 07 S. 643/47*) Die im Bau befindliche neue Dampfturbinenanlage erhält zunächst eine Curtis-Turbodynamo für 1500 KW Drehstrom, soll aber später auf 8 gleich große Sätze ausgebaut werden. Die 3 Kessel sind Stirling-Kessel mit Ueberhitzern. Beschreibung der Bekohlanlage und des Kondensators.

Die Berliner Elektrizitäts-Werke zu Beginn des Jahres 1907. Von Wilkens. Forts. (ETZ 10. Okt. 07 S. 983/86*) Die Dynamomaschinen, Umformer und Transformatoren. Forts. folgt.

System at Minneapolis for distributing the energy transmitted from Taylor's falls. (El. World 5. Okt. 07 S. 647/50*) Der Drehstrom von 47 500 V, der mit einer Leistung von 10 000 KW von den Taylor-Fällen 64 km weit her übertragen wird, wird an der Stadtgrenze auf 13 800 V transformiert. Dieser Strom wird zum Teil zu Beleuchtungszwecken in einer Unterstation in Einphasenstrom von 2300 V und zu Kraftzwecken in einer zweiten Umformerstelle in Gleichstrom umgewandelt. Beschreibung der Umformerstellen und der Hochspannungsleitungen.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. (Dingler 12. Okt. 07 S. 641/45*) Bauart, Wirkungsweise und Eigenschaften der bisher angegebenen Konstruktionen: Synchronmotoren. Forts. folgt.

Gleichstrom-Turbogeneratoren. Von Beyer. Schluß. (El. u. Maschinenb. 13. Okt. 07 S. 787/92*) Bürsten und Maschinenwelle. Auswuchten des Ankers. Durchrechnung eines Entwurfes der British Westinghouse Co., Manchester.

Parallelschaltung von Transformatoren. Von Stern. (ETZ 10. Okt. S. 981/82*) Für die verschiedenen Schaltungsarten von Drehstromtransformatoren werden die Winkel, die die Spannungsvektoren der beiden verketteten Netze miteinander bilden, ermittelt. Bei Gleichheit dieser »Netzwinkel« zweier Transformatoren können diese parallel geschaltet werden, weshalb die Angabe der Winkel auf dem Transformatorschilde wichtig ist.

Messung der Eisenverluste im Wechselstrom-Betriebe. Von Sahulka. (ETZ 10. Okt. 07 S. 986/88*) Die Versuche sind an der Technischen Hochschule Wien mit Hülfe des Halbperiodenkontaktes vorgenommen, der ermöglicht, die höchste Feldstärke in einem Eisenkern unmittelbar abzulesen und somit die Verluste leicht zu berechnen.

Tension and sag in wire spans. Von Pender. (El. World 28. Sept. 07 S. 604/07*) Für kurze und lange Spannweiten von Drähten sind Spannung und Durchhängung unter Berücksichtigung der Temperaturänderungen und der Schnee- und Windbelastungen ausgerechnet und in 2 Diagrammen aufgezeichnet. Anleitung zum Gebrauch der Diagramme.

Erd- und Wasserbau.

Ueber Löffelbagger. Von Buhle. (Glückauf 12. Okt. 07 S. 1363/70*) Beschreibung des Trockenbaggers von Menck & Hambrock, Altona, von 1 bis 3 cbm Löffelinhalt zum Abtragen von Erzhaufenlagern und Schlackenhalden und zum Abgraben hochstehender Erdmassen. Wirkungsweise bei Schlitzarbeit und bei Seitenentnahme, verschiedene Anordnung der Gleise. Dampfschaufeln der Bucyrus-Co., Milwaukee.

Einiges über den Bodensee als Staubecken und den Rhein vom Bodensee bis Straßburg-Kehl. Von Bühler. (Zentralbl. Bauv. 12. Okt. 07 S. 543/46*) Kurzer Ueberblick über die technischen Verhältnisse oberhalb Straßburg-Kehl und über die Verwertung des Bodensees bei der Wasserwirtschaft. Es wird empfohlen, nur den oberen Bodensee als Staubecken auszunutzen, während der Untersee als Ausgleichbecken bei plötzlichen Hochfluten dienen soll. Untersuchung der Wirkung von Stau- und Sicherheitsbecken.

Der Seekanal zwischen der Chesapeake- und der Delaware-Bai. Von Eger. (Zentralbl. Bauv. 12. Okt. 07 S. 546/47*) In dem Bericht über den Bau eines zollfreien und offenen Wasserweges zwischen der Chesapeake- und der Delaware-Bai wird der Ankauf und Ausbau des Back-Creek-Kanales empfohlen. Die Tauchtiefe der größten Schiffe ist auf 10 m und die Wassertiefe bei mittlerem Niedrigwasser auf 10,60 m festgesetzt. Durch diesen Kanal wird der Wasserweg zwischen Baltimore und Philadelphia um 517 km, zwischen Baltimore und der Mündung der Delaware-Bai um 298 km abgekürzt. Der Verkehr zwischen den beiden Buchten wird auf 50 bis 90 Mill. t jährlich geschätzt.

A collapsible steel dam crest, Bear River, near Garland, Utah. Von Wheelon. (Eng. News 3. Okt. 07 S. 352/53*) Die Utah Sugar Co. hat ihren 120 m langen Staudamm im Bear-Fluß mit einer umlegbaren Dammkrone aus Eisenkonstruktion versehen, mit deren Hülfe der Damm bei Hochwasser um 1,2 m niedriger gemacht und so von dem erhöhten Wasserdruck entlastet werden kann.

Gießerei.

Power service in the foundry. Von Williams. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 167/73) Allgemeine Angaben über die Verwendung von Elektrizität, Druckluft und Druckwasser als Kraftquellen im Gießereibetrieb unter besonderer Berücksichtigung der Hebezeuge.

Molding sand. Von Outerbridge. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 131/40*) Einfluß von gutem Formsand auf den Gießereibetrieb. Angabe verschiedener in der Gießerei von William Sellers & Co. gebrauchter Mischungen. Darstellung von Kreisel-Sandmischmaschinen für elektrischen und Riemenantrieb.

Patterns for flanged pipe fittings. Von Barrows. (Am. Mach. 5. Okt. 07 S. 400/07*) Das Entwerfen, Herstellen und Zusammensetzen von Modellen und Kernkasten für normale und besonders schwere Flanschenformstücke zum Zweck einer raschen Lieferung Buchführung darüber.

Feuerungseinrichtungen für Trockenkammern. Von Zemek. (Z. Dampfk. Maschbtr. 9. Okt. 07 S. 425/26) Verschiedene Formen von Dampfbläsern zur Verbesserung der Luftverhältnisse in den Feuerungen von Trockenräumen für Gußformen. Wirkungsweise und Vor- und Nachteile. Angabe von Versuchsergebnissen.

Hebezeuge.

A special turntable crane. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 355*) Beim Bau des 12 m hohen Turmes des Hauptpolizeigebäudes in New York ist ein Hammerdrehkran für Handbetrieb verwendet worden. Darstellung der Konstruktion.

Heizung und Lüftung.

Ueber den Dampfdurchgang durch Regulierventile in Niederdruckdampfheizungen. Von Zyka. (Gesundhtsing. 12. Okt. 07 S. 665/74*) Untersuchungen an Durchgangventilen von $^1/_2$" und $^3/_4$" l. W der Firmen Schäffer & Oehlmann, Berlin, Senff, Hannover, und an Regulierhähnen. Zusammenstellung der Ergebnisse in Zahlentafeln und Schaulinien

Holzbearbeitung.

Ein Beitrag zur Frage der schnellaufenden Sägegatter. Von Denffer. Schluß. (Dingler 12. Okt. 07 S. 647/49*) Aus den angestellten Untersuchungen ergibt sich, daß eine Vergrößerung der Schnittgeschwindigkeit der Sägegatter zur Steigerung der Leistungsfähigkeit durch Uebergang zum Bau langhubiger Maschinen möglich ist. Durch Anwendung von Gegenwichten zum Ausgleich des Massendruckes lassen sich Ergebnisse erzielen, die denen der neuesten Schnellgatter mit Spannwerken gleichwertig sind und sie sogar übertreffen.

Kälteindustrie.

Die Kühlanlage für das Obduktionshaus des Pathologischen Instituts der Königl. Charité zu Berlin. (Z. Kälte-Ind. Sept. 07 S. 161/66*) Eingehende Darstellung der von A. Borsig in Tegel gebauten Anlage. Die Temperatur der großen Leichenhalle, in der Leichen nur einige Tage aufbewahrt werden, beträgt 8°. Für Leichen, die zu wissenschaftlichen Untersuchungen dienen sollen, sind 18 Einzelzellen vorhanden, deren Temperatur auf 0 bis 2° gehalten wird; eine davon ist eine Gefrierzelle für — 15°. Zur Kälteerzeugung dient eine Schwefligsäuremaschine.

Maschinenteile.

A four speed change-gear device. Von Landis. (Am. Mach. 12. Okt. 07 S. 447/48*) Das Gehäuse enthält zwei Paare von Stirnrädern, die durch Umsetzen abwechselnd zu treibenden oder getriebenen gemacht werden können.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schäfer. Forts. (Dingler 12. Okt. 07 S. 645/47*) Eigenschwingungen eines Druckwassersammlers. Bewegungen eines Sammlers ohne Berücksichtigung der Elastizität. Forts. folgt.

Materialkunde.

Ueber den Einfluß des Grobschlagzusatzes im Beton auf die Druckfestigkeit. Von Brabandt. (Zentralbl. Bauv. 9. Okt. 07 S. 537/40*) Versuche mit Mörtelmischungen aus 1 Teil Zement und 2 bis 6 Teilen Sand. Jeder Mörtelart ist Kies in fortschreitender Menge beigefügt worden bis zu Mischungsverhältnissen, bei denen sich Sand zu Kies wie 1 : 4 verhält. Zahlentafeln und zeichnerische Darstellung von Betonausbeute, Druckfestigkeit und Preis.



Mechanik.

Ueber die Temperaturspannungen in einer Hohlkugel bei stationärer Wärmeströmung. Von Leon und Basch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 11. Okt. 07 S. 717/19*)

Meßgeräte und -verfahren.

Mitteilungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt. (ETZ 10. Okt. 07 S. 991/92*) Beschreibung und Untersuchung eines Elektrizitätszählers der Isaria-Zähler-Werke G. m. b. H., München, für einphasigen Wechselstrom bis 500 V und 100 Amp in Zweileiterschaltung. Der Zähler stellt einen magnetisch gebremsten Induktionsmotor dar.

Note sur les compteurs d'eau. Von Dariès. (Rev. Méc. 30. Sept. 07 S. 221/78*) Wassermesser, Bauart Thompson, mit schwingender Zählscheibe. Untersuchungen über den Arbeits- und Meßvorgang, Druckverlust. Andre Bauarten der gleichen Gruppe. Messung großer Wassermengen. Venturi-Wassermesser. Turbinen- und Schrauben-Meßgeräte. Berechnungen von Zweigleitungen. Proportionalzähler. Pariser Versuchsanstalt für Wassermesser.

Metallbearbeitung.

The Engineering and Machinery Exhibition, Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 11. Okt. 07 S. 481/84* mit 1 Taf.) Werkzeugmaschinen von Ludw. Loewe & Co., London, Pollock & Macnab, Manchester, Craig & Donald, Johnstone, Alfred Herbert, Coventry, usw. Schnelldrehstähle.

A new Swedish combination gaging system. Von Dixie. (Am. Mach. 5. Okt. 07 S. 393/96*) Ein Satz von 81 sehr genau und sorgfältig bearbeiteten Lehren von C. E. Johanssen, Eklistuna, ermöglicht durch Zusammenstellen, daß 80000 verschiedene Lehrmaße in Stufen von $^1/_{10000}$ Zoll erhalten werden.

Speeds and feeds in geometric progression. Von Parker. (Am. Mach. 12. Okt. 07 S. 429/32*) Berechnung der Geschwindigkeiten und Vorschübe bei Werkzeugmaschinen in geometrischer Reihe mit Hülfe der Logarithmen. Durchrechnung von 6 Beispielen.

Milling attachments for the lathe. Von Perrigo. (Am. Mach. 5. Okt. 07 S. 412/14*) Die Vorrichtung zum Fräsen wird auf dem Schlitten einer Leitspindelbank von rd. 600 mm Schwingdurchmesser angebracht, so daß hierdurch bis zu einem gewissen Grad eine Fräsmaschine ersetzt wird.

Tools foor making can tops. Von Sirius. (Am. Mach. 5. Okt. 07 S. 408/10*) Die Deckel von Blechbüchsen werden durch eine Stanzvorrichtung in 3 Gängen mit dem Lötrande versehen, der zum Verschließen der fertig gefüllten Büchsen dient. Beschreibung des Arbeitvorganges.

The making and testing of twist drills. Von Colvin. (Am. Mach. 12. Okt. 07 S. 433/40*) Ausführliche Darstellung der Anfertigung von Schraubenbohrern in den Werkstätten der Cleveland Twist Drill Co., Cleveland, O. Die Materialprüfungen in den verschiedenen Abschnitten der Herstellung und die Prüfungsergebnisse.

A compensating thread-cutting device. Von Viell. (Am. Mach. 12. Okt. 07 S. 440/41*) Die Vorrichtung, die an jeder Drehbank angebracht und schnell wieder entfernt werden kann, gestattet, beim Gewindeschneiden von vornherein das spätere Längen des Bolzens beim Härten zu berücksichtigen.

Grinding cutters for rotary planers. Von Riddell. (Am. Mach. 12. Okt. 07 S. 450/51*) Die Schleifmaschine der General Electric Co. schleift die eingesetzten Zähne von großen Fräserscheiben gleichmäßig und genau, ohne daß sie herausgenommen zu werden brauchen.

Pumpen und Gebläse.

Unwatering plant for the Lindal Moor mines. (Engng. 11. Okt. 07 S. 490/91*) Die vier vor etwa 4 Jahren ersoffenen Schächte von 90 bis 200 m Teufe werden mit elektrisch betriebenen Hochdruck-Kreiselpumpen von 3,78 und 15,1 cbm/min Leistung ausgepumpt, die aus einem Kraftwerk mit drei A. E. G.-Turbodynamos von je 850 KW mit Drehstrom von 3000 V gespeist werden. Schnitt durch eine Dampfturbine und eine Pumpe und Anordnung der Pumpen. Schaltplan.

1200 horse-power air compressor. (Engineer 11. Okt. 07 S. 373/75*) Der von einer Verbundmaschine von 762 und 1321 mm Zyl.-Dmr. mit 65 Uml./min angetriebene Kompressor hat zwei unmittelbar angehängte Zylinder von 813 mm Dmr. und verdichtet rd. 245 cbm/min Luft auf 5 at, die zum Betrieb einer Stollenförderung dient. Der Kompressor, der von Robey & Co. in Lincoln gebaut ist, hat klappenförmige Saug- und Druckventile und hat bei den Versuchen 96,2 vH volumetrischen Wirkungsgrad — berechnet aus den Diagrammen — ergeben.

Schiffs- und Seewesen.

Druckmessungen an der Außenhaut einer Dampfbarkasse bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. Von Wahl. (Schiffbau 9. Okt. 07 S. 11/13*) Die Messungen, die bereits im Jahr 1896 an einer 6,7 m langen Dampfbarkasse angestellt worden sind, haben bei 6,4 Knoten in der Nähe des Buges + 81 und in der Mitte bis — 188 mm Wassersäule ergeben. Die mitgeteilten Zahlen zeigen die Druckverteilung über die ganze Ausdehnung des eintauchenden Schiffsteiles.

The present status of marine gas engineering. Von Eyermann. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 07 S. 625/66* mit 4 Taf.) Umkehrgetriebe und Mittel zum Umsteuern der Motoren. Verschiedene Motoren für flüssige Brennstoffe. Großgasmaschinen. Tetraederboote. Sauggasanlagen für Schiffe.

U. S. revenue cutter »Itasca«. Von Root. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 07 S. 702/16* mit 3 Taf.) Bei dem Umbau des im Jahr 1892 bei S. L. Moore & Co. vom Stapel gelassenen Schiffes sind Babcock & Wilcox-Kessel für 14 at Ueberdruck, neue Hochdruck- und neue Mitteldruckzylinder eingebaut worden. Hülfsmaschinen. Bei den Probefahrten sind mit 775 t Wasserverdrängung und 1624 PS Maschinenleistung 15,28 Knoten erzielt worden.

The turbine steamship »Camden«. Von Yates. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 07 S. 717/25* mit 1 Taf.) Das von den Bath Iron Works gebaute Schiff ist rd. 100 m lang und 16,2 m breit und verdrängt bei 2,8 m Tiefgang rd. 1800 t. Zum Antrieb der drei Schraubenwellen dienen Parsons-Turbinen, die dem Schiff bei 4000 PS mittlerer Leistung 17 Knoten Geschwindigkeit erteilen. Versuchsbericht.

Builders' trials of Curtis turbine steamer »Creole«. Von Edwards. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 07 S. 761/73* mit 4 Taf.) Das Zweischraubenschiff, das von der Fore River Shipbuilding Co. gebaut ist, ist 134 m lang, 16,1 m breit und verdrängt 10000 t bei 7,55 m Tiefgang. Zum Antrieb dienen zwei 7stufige Curtis-Turbinen von 1320 mm Dmr. mit je zwei Rückwärtsstufen, die bei 250 Uml./min rd. 7500 PS leisten und dem Schiff 16,5 Knoten Geschwindigkeit erteilen.

Marschturbinen, Rückwärtsturbinen und Ueberhitzung bei Turbinenschiffen. Von Langen. (Schiffbau 9. Okt. 07 S. 23/25) Berechnung des Wirkungsgrades für eine angenommene Ueberhitzung auf 350°. Schluß folgt.

Difficulties experienced with the main engine bearings on some of our latest vessels. Von Yates. (Journ. Am. Soc. Nav. Eng. Aug. 07 S. 673/701*) Mitteilungen über den Verlauf von Probefahrten mit zwei Linienschiffen und drei geschützten Kreuzern, die durch das Heißlaufen der Lager unterbrochen worden sind.

Die Herstellung der Schiffskessel. Von Mentz. (Schiffbau 9. Okt. 07 S. 19/22*) Hobeln der Blechkanten. Rundbiegen und Umbördeln der Bleche. Forts. folgt.

Wasserkraftanlagen.

Experiments with submerged tubes 4 ft. square. Von Stewart. (Eng. Rec. 28. Sept. 07 S. 352/54*) Bei den im neuen hydraulischen Laboratorium der University of Wisconsin angestellten Versuchen hat der viereckige Einlaufquerschnitt dauernd 1,49 qm betragen, während die gekrümmten Einlaufflächen und die Rohrlänge geändert worden sind. Zahlenmäßige und zeichnerische Darstellung der Versuchsergebnisse.

Die wirtschaftliche Berechnung der Hochdruck-Turbinenleitungen. Von Bauersfeld. (Z. f. Turbinenw. 10. Okt. 07 S. 417/21*) Für die wirtschaftlich günstigste Leitung muß die Summe der jährlichen Kosten der Leitung und des Jahreswertes der Reibungsverluste ein Mindestwert werden. Berechnung der einschlägigen Gleichungen.

Wasserversorgung.

Die Bildung des Grundwassers. Von Graeber. (Deutsche Bauz. 12. Okt. 07 S. 578/80) Der Verfasser unterstützt die Anschauungen von Haedicke, daß der Wasserdampf der Luft in das Erdinnere eindringt und dort Wasser absetzt, das sich auf den undurchlässigen Gesteinschichten als Grundwasser ansammelt.

Water purification at St. Louis, Mo. Von Wall. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Sept. 07 S. 758/83* mit 13 Taf.) Das Mississippi-Wasser wird in großen Behältern mit einer Mischung von Eisensulfat und Kalkmilch behandelt, wodurch alle ungelösten Beimengungen schnell niedergeschlagen werden. Vorgang und Ergebnisse hinsichtlich der Reinigung des Wassers von Bakterien. Darstellung der Anlagen.

Zucker- und Stärkeindustrie.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Forts. (Dingler 12. Okt. 07 S. 650/53*) Maschine zur Verwertung von Rübenschwänzen und Rübenabfällen der Rheinischen Maschinenfabrik Büttner; Vorrichtung zum Auffangen der mit dem Diffusions- und Schnitzelpreßwasser abgehenden Schnitzel nach L. v. May, gebaut von Främbs & Freudenberg; Schnitzelpresse mit patentierter Stellvorrichtung der Bromberger Maschinenbauanstalt.



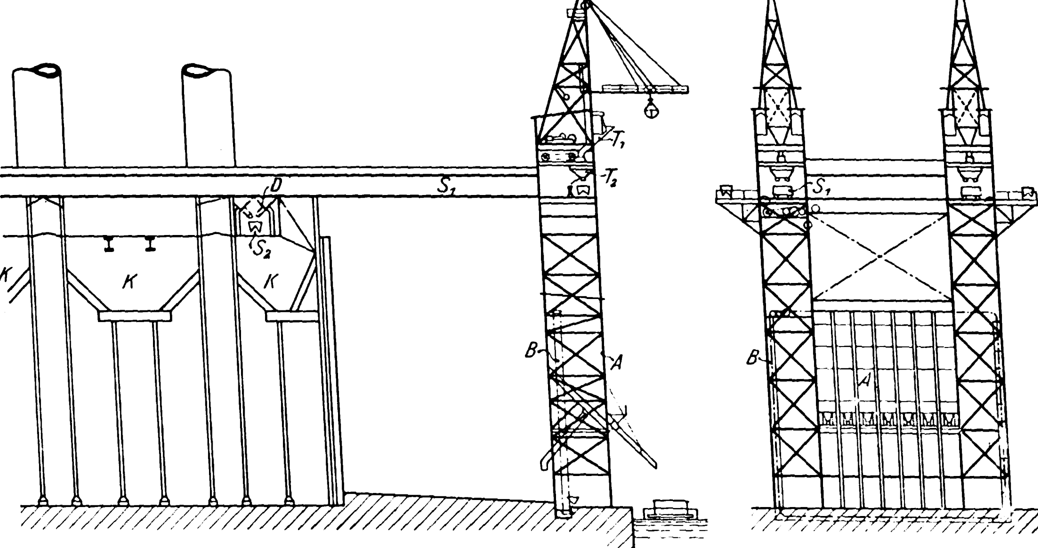
Rundschau.

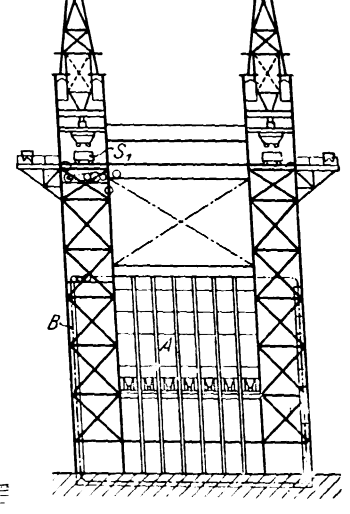
Die Edison Electric Illuminating Company hat ihre Krafthäuser in New York und Brooklyn neuerdings um 120000 bezw. 60000 PS vergrößert und dabei die Aufgabe der Kohlenversorgung in eigenartiger, in beiden Fällen nahezu übereinstimmender Weise gelöst[1]).

Fig. 1 bis 3 zeigen die Anordnung der New Yorker Anlage. Der gesamte Kohlenvorrat wird in Bunkern K oberhalb der Kessel aufgespeichert, so daß die Kohle diesen unmittelbar zufließt. Zur Verteilung über die Bunker werden zwei

Fig. 1 bis 3.

Kohlenversorgung des Krafthauses der Edison Electric Illuminating Co. in New York.





in sich geschlossene Seilbahnen benutzt. Die obere Bahn S_1 dient zur Förderung von Hartkohle, deren 16600 t fassende Behälter in der Mitte des Gebäudes liegen, und wird von den Hebetürmen unmittelbar beladen. Die zweite Bahn S_2 fördert Weichkohle, die nur zu Versuchzwecken und als Zusatz zur Hartkohle benutzt wird, und deren Bunker daher nur 1200 t fassen. Man hat diese Bahn, um an Anlagekosten zu sparen, nicht bis zu den Hebetürmen hinausgezogen, sondern führt ihr die Kohle mittels der ersten Bahn durch die bei D gelegenen Fülltrichter zu. Das Gleis S_1 liegt etwa 36,5 m über dem Boden, 5 m höher als S_2. Die Wagen haben 2,7 t Inhalt und entleeren sich selbsttätig.

Die beiden Hebetürme sind von Meadscher Bauart[2]) und arbeiten mit Greifern von 1,35 t (1½ tons englisch) Fassung. Sie entladen in den Trichter T_1, von wo die Weichkohle zunächst einem Brecher zufließt, um aus dem Trichter T_2 in den auf einer Wage stehenden Seilbahnwagen abgezogen zu werden. Trotz der ungewöhnlich großen Hubhöhe von 55 m soll der Greifer zwei Spiele in der Minute ausführen, wozu eine Hubgeschwindigkeit von mindestens 4 m/sk erforderlich sein dürfte. Bei voller Ausnutzung leisten daher beide Krane 325 t stündlich.

Die Gesamtanordnung der Kohlenförderanlage ist deshalb besonders bemerkenswert, weil ganz entgegengesetzte Grundsätze wie bei dem kürzlich in New York erbauten [illegible] werke der Untergrundbahn befolgt sind. Man [illegible] Hub des Kranes aufs äußerste beschränkt, indem [illegible] nur die Hebung der Kohle von der Anlagestelle [illegible] höhe, sondern sogar eine zum Zwecke der Wägung [illegible] dige Hebung um wenige Meter durch Förderbänder [illegible] läßt. Infolgedessen genügt ein Kran für nahezu [illegible] Leistung, doch findet bei dieser Anordnung achtmal[illegible] nur dreimaliges Stürzen der Hartkohle im Verlauf [illegible] vorganges statt. [illegible] Edison Co. hatte ur[illegible] beabsichtigt, den [illegible] halb so hoch zu ba[illegible] den Rest der Hebung [illegible] ein Becherwerk aus[illegible] lassen, ist aber von [illegible] Plane zugunsten der [illegible] ren Anordnung abge[illegible]

Bei dem Krafthaus [illegible] tergrundbahn wird die [illegible] ebenfalls durch Bänder [illegible] die Bunker verteilt. Di[illegible] bahn hat den Vorzug, da[illegible] Wägung bequemer aus[illegible] ren ist, und vor allem, [illegible] die Einzelteile weit we[illegible] empfindlich und ersatzbed[illegible]tig sind.

Die Asche wird von den Kesseln in Kippwagen abgezogen, die zugweise durch elektrische Lokomotiven mit Akkumulatorbetrieb zum Kai befördert und in das Schaukelbecherwerk B entleert werden. Dieses schafft die Asche nach einem Behälter A von 900 t Fassung, von dem aus sie durch Rutschen in Kähne oder Eisenbahnwagen abgezogen wird. Der Behälter wird durch Abdampf geheizt, der die Asche trocknet und Einfrieren verhindert.

Georg von Hanffstengel.

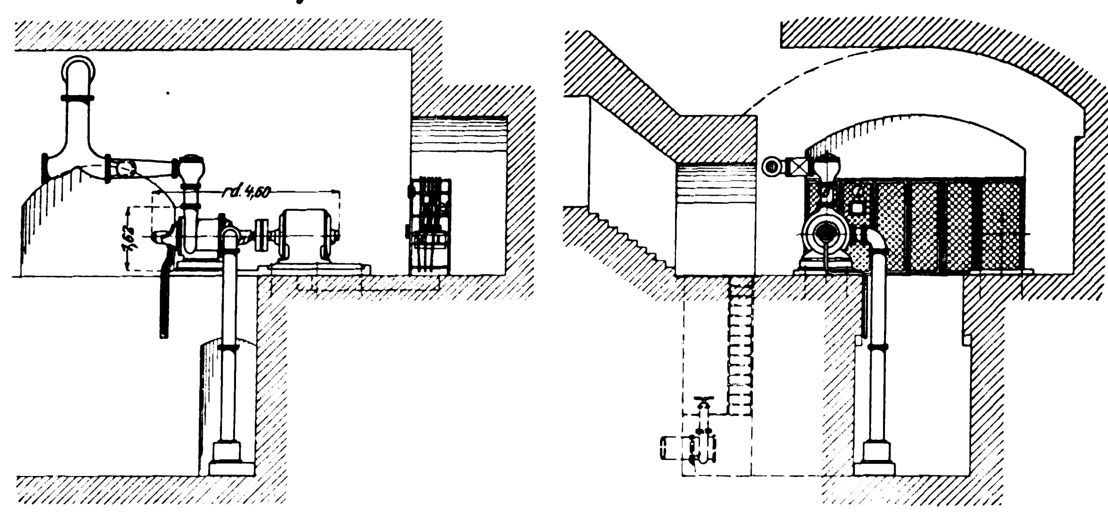
Eine **Wasserhaltungsanlage** von ungewöhnlicher Größe ist von der Firma Emil Sinell, Berlin, für die Cleophasgrube in Oberschlesien geliefert worden. Sie besteht aus einer Hochdruckkreiselpumpe, Bauart Gebr. Sulzer[1]), und einem Drehstrommotor, Bauart C. E. L. Brown. Die Pumpe kann 7 cbm/min Wasser auf eine Förderhöhe von 464 m heben. Der Motor ist für Drehstrom von 3000 V gebaut, hat Kurzschlußanker und kann bis zu 1100 PS leisten. Er wird durch einen Anlauftransformator in und außer Betrieb gesetzt; Anlasser und Schleifringe, also alle Teile, an denen Funken entstehen können, werden dadurch vermieden. Hervorzuheben ist die hohe minutliche Umlaufzahl dieses großen Maschinensatzes von 1500 bei Leerlauf und von rd. 1475 bei Belastung

Um den Pumpensatz ohne allzugroße Stromstöße anzulassen, bedient man sich des erwähnten Anlauftransformators und eines Umschalters. Diese beiden sind so geschaltet, daß man zuerst die Klemmen des Stators mit sogenannten Anzapfstellen des Anlauftransformators in Verbindung bringt, deren Spannung geringer als die Betriebspannung ist. Bei 3000 V Betriebspannung wird die eigentliche Anlaufspannung rd. 1000 V betragen. Unter dieser Spannung läuft alsdann der Motor mit der Pumpe leer an, und die anfänglich große Stromstärke geht bald auf eine geringere gleichbleibende Stromstärke zurück. In diesem Augenblick schaltet man mittels des Umschalters die Klemmen des Motors auf die eigentliche Betriebspannung von 3000 V, wodurch alsdann der Motor und damit auch die Pumpe ihre normalen Umlaufzahlen annehmen. Der Augenblick der Umschaltung wird durch Beobachtung des Amperemessers ermittelt. Nachdem auf diese Weise der Pumpensatz auf seine normale Umlaufzahl gebracht worden ist, belastet man die Pumpe durch einfaches Oeffnen des Druckschiebers. Das ganze Anlassen eines solchen Pumpensatzes dauert nur einige Minuten.

[1]) nach Engineering Record vom 19. Januar und Electrical World vom 15. Juni 1907. [2]) s. Z. 1906 S. 1623 Fig. 58.

[1]) Die Hochdruckkreiselpumpen der Wasserhaltung in Carlshof bei Parnowitz, Z 1907 S. 1239, sind ebenfalls von Gebr. Sulzer geliefert worden.

Fig. 4 bis 6. Wasserhaltung auf der Cleophasgrube, O.-S.

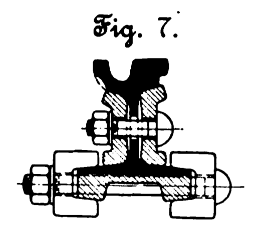


Anordnung und Abmessungen der Pumpenkammer und des Maschinensatzes sind aus Fig. 4 bis 6 zu erkennen. Danach hat die ganze Maschine eine Länge von 4,6 m, eine Breite von 1,35 m und eine Höhe von 1,62 m, gewiß außerordentlich kleine Abmessungen für die große Leistungsfähigkeit der Wasserhaltung.

Die verhältnismäßig geringen Abmessungen eines elektrisch betriebenen Pumpensatzes gegenüber den Dampfpumpen spielen in den Bergwerken eine besonders wichtige Rolle, da es sich hier nicht nur darum handelt, die Herstellkosten der Pumpenkammer wesentlich zu ermäßigen, sondern auch meistens das Bestreben vorliegt, durch Herstellung kleiner Pumpenkammern zu vermeiden, daß das Hängende druckhaft wird. Der letztere Gesichtspunkt ist namentlich bei Braunkohlenbergwerken sehr wichtig, wo man die Herstellung von unterirdischen Maschinenräumen mit großer Breite vermeiden muß.

Eine vom Hoerder Bergwerks- und Hüttenverein gelieferte **Fufsklammer-Stofsverbindung für Strafsenbahnschienen** hat sich bei der Straßenbahn St. Gallen-Speicher-Trogen gut bewährt. Die Verbindung, Fig. 7, besteht neben zwei gewöhnlichen 750 mm langen Steglaschen, die mit 6 Schrauben befestigt werden, aus einer unter dem Schienenfuß liegenden 300 mm langen Platte mit zwei unteren seitlichen Wulsten. Die Form dieser Wulste ist derart, daß ihre Unterfläche symmetrisch mit der Oberfläche des Schienenfußes ansteigt, so daß die den Schienenfuß und die Platte umfassenden Klammern sehr gut anliegen und mit zwei Schrauben gleichmäßig fest angezogen werden können. Da die Fußplatte und die Klammern sehr kurz sind, können sie auch in scharfen Krümmungen angebracht werden. (Schweizerische Bauzeitung vom 14. September 1907)

Fig. 7.



Eine außergewöhnliche Leistung stellt die **Hebung und Verschiebung des Bahnhofgebäudes in Antwerpen-Darse** dar. Das Gebäude ist um rd. 2 m gehoben worden, um dann um 25 m fortgerückt und schließlich um 10° gedreht zu werden. Um es von seinen Grundmauern loszulösen, war eine Kraft von 5000 t erforderlich; das Gebäude selbst wiegt 3000 t. Zur Hebung wurden 23 Schraubenwinden benutzt. Nachdem man zwischen den Mauern besondere Stützvorrichtungen angebracht hatte, hoben die gleichzeitig eingesetzten Winden das Gebäude zunächst um 60 cm. Hierauf wurden 14 lange Balken daruntergeschoben, die als Rost bei der wagerechten Verschiebung dienen sollen, die sich mittels Walzen von 6 cm Dmr. auf eisernen Schienen vollzieht. Die Verschiebung des ganzen Gebäudes soll bedeutend geringere Kosten verursachen als der Bau eines neuen Hauses, der überdies etwa zwei Jahre beanspruchen würde.

Die Tatsache, daß die Verbrennungsmaschine recht geeignet zum Hülfsantrieb von Segelschiffen ist, findet immer weitere Würdigung. So ist neuerdings der von der Cobb Butler Company in Rockland, U. S. A., gebaute **Viermastschoner »Northland« mit** einem 500 pferdigen **Benzinmotor** versehen, der das Schiff bei widrigen Winden in engem Fahrwasser und in Häfen antreiben soll. Der Schoner ist in der Wasserlinie 75 m, über alles 82 m lang, 13,4 m breit und hat 6,7 m Raumtiefe; der Tiefgang beträgt 4,57 m, der Tonnengehalt 2047 Brutto-Reg.-Tons. Der Körper des Schiffes besteht aus Hartholz und Weißfichte, die Masten und Stengen aus Oregonfichte. Die Segelfläche beträgt 2508 qm.

Der Benzinmotor ist im hinteren Teil des Schiffes in einem besondern Raum aufgestellt. Mit ihm ist unmittelbar die Schraubenwelle gekuppelt, auf der eine zweiflügelige Schraube von 2,1 m Dmr. und 1,2 m Steigung sitzt. Die beiden seitlich im Maschinenraum angeordneten Benzinbehälter fassen zusammen 23 cbm. Unter Benutzung des Motors macht das Fahrzeug 5 bis 6 Knoten. Zur Erzeugung von elektrischer Kraft, die zum Betriebe mehrerer Ladekrane benutzt wird, und zur Beleuchtung des Schiffes sind zwei mit Dynamos gekuppelte kleinere Benzinmotoren aufgestellt.

Fig. 8.

Fig. 8 zeigt einen Schnitt durch den doppeltwirkenden Benzinmotor, der von der Standard Motor Construction Co. in Jersey City gebaut ist. Sämtliche 6 Zylinder haben 254 mm Dmr. bei 254 mm Hub. Zum Anlassen und Umsteuern des Motors wird Druckluft verwendet. Die Maschine hat kein Schwungrad; trotzdem soll der Gang sehr gleichmäßig sein. (International Marine Engineering Sept. 1907).

Die Zahl der in Dienst gestellten **Riesendampfer über 20000 Brutto-Reg.-Tons** beläuft sich schon auf 10; davon gehören 6 England, 2 Deutschland und 1 den Vereinigten Staaten von Amerika. Von diesen 10 Schiffen, deren Ge-

samtraumgehalt etwa 250000 Reg.-Tons beträgt, hat die Firma Harland & Wolff in Belfast allein 5 mit 113079 Reg.-Tons gebaut. Die Größe der einzelnen Schiffe ist aus der folgenden Zusammenstellung ersichtlich:

Name	Brutto-Reg.-Tons	Baujahr	Reederei
Celtic	20 904	1902	White Star Line
Cedric	21 035	1902	»
Baltic	23 876	1903	»
Adriatic	24 540	1907	»
Lusitania	32 500	1907	Cunard Line
Mauretania	32 500	1907	»
Minnesota	20 700	1903	Great Northern Steamship Co.
Amerika	22 724	1905	Hamburg-Amerika-Linie
Kaiserin Auguste Victoria	24 580	1906	»

Fünf weitere Riesendampfer befinden sich im Bau, von denen zwei die Cunard-Dampfer an Tonnengehalt noch übertreffen sollen.

Name	Brutto-Reg.-Tons	voraussichtlich in Dienst gestellt	Reederei
Rotterdam	24 170	1908	Holland-Amerika-Linie
George Washington	27 000	1909	Norddeutscher Lloyd
N. N.	rd. 34 000	1909	White Star Line
Europa	29 000	1908	Hamburg-Amerika-Linie
N. N.	rd. 34 000	1909	»

Mit Ausnahme des »George Washington« bauen auch diese 5 Dampfer Harland & Wolff in Belfast. Den »George Washington« baut die Stettiner Maschinenbau-A.-G. Vulcan. Es wird dies der erste Dampfer des Norddeutschen Lloyds sein, dessen Brutto-Raumgehalt über 20000 Reg.-Tons hinausgeht; er hat folgende Abmessungen und Verhältnisse:

Länge über alles	221 m
Breite	23,8 »
Tiefe	16,46 »
Brutto-Tonnengehalt	27000 Reg.-Tons
Geschwindigkeit	18 Knoten
Maschinenleistung	rd. 20000 PSi
Anzahl der Schornsteine	2
» » Masten	4
» » Fahrgäste in der 1. Klasse	500
» » » » » 2. »	400
» » » » » 3. »	600
» » » im Zwischendeck	1500
» » Besatzung	520

Der Dampfer ist für die Fahrten zwischen Bremen und New York bestimmt und wird voraussichtlich im Juni 1909 in Dienst gestellt werden.

Je mehr die mit dem englischen Turbinen-Linienschiff **»Dreadnought«** gemachten **Erfahrungen** bekannt werden, desto ungünstiger wird das Urteil über die gesamte Anlage. So erzielte das Schiff anfänglich bei den amtlichen Probefahrten bei 7,9 m Tiefgang eine Geschwindigkeit von 21 Knoten. Hiernach nahm man an, daß bei 9,1 m Tiefgang, entsprechend der vollen Belastung, die Geschwindigkeit um etwa 1/4 Knoten geringer sein würde. Entgegen diesen Erwartungen betrug die Geschwindigkeit des Schiffes bei den mit voller Belastung vorgenommenen Fahrten aber nur 19,5 Knoten. Auch über die Manövrierfähigkeit wird ständig geklagt[1]; so soll das Schiff bei 15 Knoten Geschwindigkeit dem Steuer nur unvollkommen gehorchen.

Die **Doppeltunnelröhre**, die im Zuge der New Yorker Untergrundbahn die Südspitze von Manhattan **unter dem East River** hindurch mit Brooklyn verbindet[2]), sollte eigentlich bereits am 1. Oktober d. J. eröffnet werden. Es hat sich jedoch seit einiger Zeit herausgestellt[3]), daß die Konstruktion nicht sicher genug ist, und es sind bereits mehrere Brüche in den Tunnelwänden entstanden, die man vergeblich mit verschiedenen Mitteln auszubessern versucht hat. Es ist nun der Vorschlag gemacht worden, einen zweiten Tunnelmantel aus Eisenbeton innerhalb des bereits bestehenden einzubauen. Diese Arbeit wäre jedoch sehr kostspielig und langwierig und würde außerdem große Schwierigkeiten verursachen, da der jetzige Durchmesser des Tunnels gerade genügend Raum für die Wagen der hindurchzuführenden Eisenbahn bietet.

Oberingenieur Rice, der die staatliche Aufsicht über die Tunnelarbeiten hat, hat erklärt, daß nicht daran zu denken sei, den Tunnel im Monat Oktober dem Verkehr zu übergeben; die Eröffnung müsse im Gegenteil auf unbestimmte Zeit hinaus verschoben werden.

Von verschiedenen Seiten wird die Befürchtung ausgesprochen, daß selbst der geplante Einbau einer neuen Tunnelwand das Uebel nicht beheben würde. Es ist daher nicht ausgeschlossen, daß man noch in letzter Stunde hiervon absieht und lieber einen neuen Tunnel von größerem Querschnitt und stärkeren Wandungen herstellt. Natürlich bedingt dies weitere sehr bedeutende Geldopfer, und die Herstellung des neuen Verkehrsweges wird dadurch in kaum absehbare Ferne hinausgeschoben werden. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 9. Oktober 1907)

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1643.

[2]) s. Z. 1905 S. 1729.

[3]) Vergl. Z. 1906 S. 1006.

Als erster von den acht Eisenbahntunneln unter dem East River[1]) ist der nördliche sogenannte **Belmont-Tunnel** der New York und Long Island-Bahn, der an der 42. Straße und Ecke der 3. Avenue in Manhattan beginnt und unter dem East River nach der Van Aulst Avenue in Long Island City führt, soweit fertiggestellt, daß am 24. September die Abnahme-Probefahrt durch ihn hat stattfinden können. Die zur Durchfahrt verwendeten Wagen der Long Island-Bahn, die auch später im regelmäßigen Betriebe fahren sollen, sind ganz aus Eisen gebaut und werden durch Gleichstrommotoren angetrieben. Zur Stromzuführung im Tunnel dient eine an der Tunneldecke mit Glimmerisolatoren und eisernen Klammern umgekehrt aufgehängte Stromschiene. Die Motorwagen sind für die Tunnel mit Stromabnehmerschuhen an der Decke ausgerüstet, während der Strom auf den Strecken übertage mit Rollenstangen vom Fahrdraht abgenommen wird. Der Tunnel ist als Doppelröhre mit je einem Gleis ausgeführt. Die sich eng an das Röhrenprofil anpassenden Motorwagen, die auch zu Zügen zusammengestellt werden können, besorgen zugleich die Lüftung des Tunnels. (Electrical World 5. Oktober 1907)

Beim Durchstich des **Simplon** hatte man von vornherein darauf Rücksicht genommen, später **zwei voll ausgebaute Tunnel** anzulegen. Der zweite durch Quergänge mit dem Haupttunnel verbundene Stollen ist zunächst nur im Rohbau hergestellt und dient zugleich zur Lüftung. Da sich nun in den nicht ausgemauerten Teilen dieses Parallelstollens an verschiedenen Stellen Gestein von den Wänden und von der Decke abgelöst hat und sich die Sohle stellenweise gehoben hat, wodurch der Wasserablauf behindert wurde, so ist man zu der Ueberzeugung gekommen, daß der Parallelstollen nicht länger in diesem Zustande belassen werden kann. Da die einstweilige Sicherung durch weitere Ausmauerungen, die später größtenteils wieder entfernt werden müßten, zu teuer ist, beabsichtigt man, bereits jetzt den zweiten Tunnel auszubauen, zumal des zunehmenden Verkehrs wegen ein demnächstiger Ausbau so wie so ins Auge gefaßt werden mußte[2]). Die Gesamtkosten hierfür sind von der Generaldirektion der Schweizerischen Bundesbahnen auf rd. 34 Mill. frs berechnet. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 9. Oktober 1907)

Am 9. Oktober d. J. wurden bei dem Ort Ustaoset in Norwegen die von beiden Richtungen gelegten Schienen der neuen **Eisenbahnverbindung Kristiania-Bergen** zusammengefügt. Ustaoset liegt 265 km von Kristiania und 227 km von Bergen entfernt. Die Bahn, die sich an ihrer höchsten Stelle 1300 m über das Meer erhebt, weist sehr schwierige Strecken auf, die große Steigungen und viele Tunnel erforderlich machen. Von Bergen aus bestand bereits vordem eine Verbindung nach Voss, die jedoch schmalspurig war. Diese Strecke ist auf Vollspur umgebaut, was eine recht schwierige Arbeit war, um so mehr, als der Betrieb während des Umbaues voll aufrecht erhalten wurde. Ein Teil der Hauptstrecke soll demnächst mit Personenzügen befahren werden, während der vollständige Betrieb in etwa zwei Jahren durchgeführt sein wird. Die Dauer der Fahrt zwischen den beiden norwegischen Hauptstädten wird dann nur 13 st betragen.

[1]) s. Z. 1907 S. 437.

[2]) s. Z. 1907 S. 1435.



Die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft bringt nach einem Vortrage von Dr. R. Apt im Elektrotechnischen Verein seit einiger Zeit an Stelle der feineren mit Baumwolle oder Seide umsponnenen Drähte einen **Emailledraht** auf den Markt, der billiger ist und für Spulen von hoher Windungszahl eine erhebliche Raumersparnis gestattet. Die Emailleisolation wird für Kupferdrähte von 0,05 bis 1,8 mm Dmr. ausgeführt, die zunächst vorzugsweise für Spulen an Bogenlampen und Zählern verwendet werden. Die Dicke der Emailleschicht beträgt für Drähte bis zu 0,2 mm Dmr 0,02 und wächst von da an gleichmäßig bis auf 0,034 mm für Drähte von 1,8 mm Dmr., während die Dicke der einfachen Seidenumspinnung 0,025, der doppelten 0,045 mm für Drähte bis zu 0,7 mm Dmr. und die Dicke der einfachen Baumwollumspinnung 0,05, der doppelten 0,1 mm für alle Drähte beträgt. Die Biegsamkeit der Emaillehülle ist so groß, daß man die Drähte um das 3- bis 4fache ihres Durchmessers wickeln kann. Der Isolationswiderstand gegen Quecksilber beträgt etwa 10 Megohm auf 1000 m, die Durchschlagfestigkeit von Drähten bis 0,1 mm Dmr. 500 bis 700 V und für stärkere Drähte bis zu 2500 V. (Elektrotechnische Zeitschrift 10. Oktober 1907)

Durch die **Eröffnung des Ambrose-Kanales** ist die Zufahrt nach dem Hafen von New York vom Atlantischen Ozean aus wesentlich verbessert und auch um etwa 1/2 Stunde abgekürzt. Der Ambrose-Kanal führt nördlich von Sandy Hook in nordwestlicher Richtung unmittelbar zur Einfahrt in den Hudson. Seine Länge beträgt rd. 13 km, die Breite zurzeit 300 m, die Tiefe 10,6 m. Nach endgültigem Ausbau soll die Breite auf nahezu 600 m, die Tiefe auf 12 m gebracht werden. Im September d. J. ist der Kanal zunächst nur für den Verkehr der großen Schnelldampfer freigegeben worden.

Ende September d. J. lief auf den Howaldtswerken in Kiel ein **Bergungsschiff für Unterseeboote** vom Stapel. Das Fahrzeug besteht aus zwei nebeneinander liegenden, über Wasser miteinander verbundenen Schwimmkörpern von 70 m Länge. In der Mitte befinden sich Krane von insgesamt 500 t Tragfähigkeit, die dazu dienen sollen, beschädigte Unterseeboote möglichst schnell zu heben. Sobald ein Unterseeboot zwischen den beiden Schwimmkörpern emporgewunden ist, lassen sich seitlich auf Konsolen ruhende Träger aufklappen, auf denen dann das Unterseeboot gelagert wird.

Auf den Preußischen Staatsbahnen ist durch langjährige, eingehende Versuche festgestellt worden, daß ein vollgültiger **Ersatz für Bleiweifs** in ungiftigen Farben, insbesondere Lithopon- und Mineralweiß, nicht gefunden wird. Die Wagenbauanstalten sollen daher beim Anstrich von Holz- und andern Teilen der für die Preußische Staatsbahnverwaltung zu liefernden Eisenbahnwagen in Zukunft die vorgenannten Farben nicht weiter verwenden. Auch die Belgischen Staatsbahnen haben schon vor Jahren auf Grund mehrjähriger praktischer Versuche beschlossen, für den Anstrich des Eisenbahnmaterials und der Gebäude Bleiweiß zu verwenden, auf die weitere Verwendung von Zinkweiß aber zu verzichten, weil dieses für alle Anstriche nicht genügt, die dem Einflusse der Witterung ausgesetzt sind.

Auf den Belgischen Staatsbahnen sind versuchsweise **Schienen von 58 kg/m Gewicht** verlegt worden, da die jetzt verwendeten 38,6 kg/m schweren Schienen infolge der höheren Gewichte von Lokomotiven und Wagen nicht mehr ausreichen. Schienen von 48 kg/m Gewicht sind dort fast nur an Ausweichstellen und Kreuzungen in Gebrauch. Für die neuen Schienen werden schwerere Unterlagplatten verwendet, und der Schwellenabstand wird von rd. 800 mm auf 500 bis 600 mm verringert. (Engineer 11. Oktober 1907)

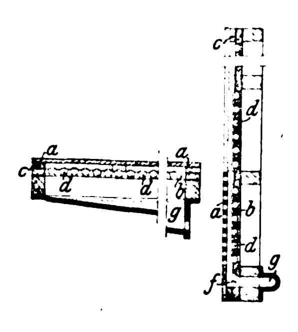
Im Anschluß an die Notiz in Z. 1906 S. 1425 ist zu erwähnen, daß die Indiana Steel Co. für ihr neues Werk in Gary, Ind., bei der **Allis-Chalmers Co.** in Milwaukee 15 große **Hochofengasdynamos** von je 4000 PS in Auftrag gegeben hat. Die doppeltwirkenden Viertaktgasmaschinen, deren äußerer Aufbau den Nürnberger Gasmaschinen entspricht, erhalten 1118 mm Zyl.-Dmr. und 1372 mm Hub und sollen bis auf zwei, die mit Gleichstrommaschinen gekuppelt sind, Drehstrom liefern. (Power Oktober 1907)

Der Central-Verein für Hebung der deutschen Fluß- und Kanalschiffahrt hatte in diesem Frühjahr für die von ihm im Jahr 1895 gegründete Schlichting-Stiftung die **Preisaufgabe** gestellt: Untersuchung der Frage, auf welche Weise der Schiffahrtbetrieb auf einer sich an eine offene Wasserstraße anschließenden kanalisierten Flußstrecke einzurichten ist, damit eine möglichst große Leistungsfähigkeit und zugleich damit der größte wirtschaftliche Erfolg erreicht werde. Der Termin für die Einreichung der Arbeiten ist auf den 1. Oktober 1908 verschoben worden. Als Ehrenpreis wird für die beste Arbeit der Betrag von 1000 M gewährt, mit der Maßgabe, daß die preisgekrönte Arbeit in der Zeitschrift für Binnenschiffahrt veröffentlicht wird. Die näheren Bestimmungen über die Preisaufgabe sind vom Central-Verein für Hebung der deutschen Fluß- und Kanalschiffahrt (Berlin W. 30, Motzstr. 72) unentgeltlich zu beziehen.

Den Tageszeitungen entnehmen wir die Mitteilung, daß der preußische Justizminister in einer Rundverfügung an die Oberlandesgerichts-Präsidenten und die Oberstaatsanwälte hauptsächlich nach zwei Richtungen Wünschen entgegengekommen ist, die schon seit langer Zeit in den beteiligten Kreisen gehegt werden, und denen der Verein deutscher Ingenieure wiederholt Ausdruck verliehen hat. Es handelt sich erstens um die Einrichtung besonderer **Kammern** bei den Oberlandesgerichten zur Entscheidung über Sachen des **gewerblichen Rechtschutzes**, eine Einrichtung, die bisher schon vereinzelt getroffen worden ist und deren vermehrte Anwendung der Minister empfiehlt, weil sie sich gut bewährt hat. Und zweitens handelt es sich um die **Gebühren für Sachverständige und Zeugen**. In Anerkennung der — besonders vom Verein deutscher Ingenieure und dem Verband deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine wiederholt vorgebrachten — Beschwerden darüber, daß diese Gebühren in der Reichsgebührenordnung zu niedrig bemessen sind, ist eine Revision dieser Gebühren in Aussicht genommen. Bis dahin aber, bis die Gebühren erhöht sein werden, empfiehlt der Minister, den Beschwerden wenigstens teilweise durch eine häufigere Anwendung des § 4 der Gebührenordnung abzuhelfen, welcher bestimmt, daß bei schwierigen Arbeiten dem Sachverständigen die üblichen Sätze — dem Ingenieur und dem Architekten also die Sätze der Gebührenordnung für Architekten und Ingenieure — bewilligt werden sollen. Diesen Weg einzuschlagen, haben die beiden oben genannten Vereine bereits in ihrer Eingabe vom 4. Oktober 1904 an den Staatssekretär des Reichsjustizamtes empfohlen[1]), und es ist sehr erfreulich, daß nun der preußische Justizminister diesen Bestrebungen seine kräftige Hülfe zuteil werden läßt.

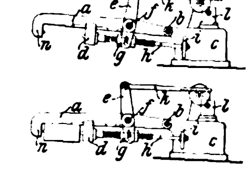
[1]) s. Z. 1904 S. 1164.

Patentbericht.



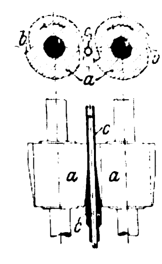
Kl. 1. Nr. 186735. Sieb für Kolbensetzmaschinen. J. Marty, Limoges (Frankr.). Zwischen den beiden Sieben *a* und *b*, die durch einen Rahmen *c* miteinander verbunden sind, sind Kugeln *d* gelagert, die sich beim Rückgang des Kolbens auf die Löcher des unteren Siebes legen und ein Zurückfluten des über den Sieben befindlichen Setzwassers in den Kolbenraum verhindern. Das untere Sieb *b* hat einen oder mehrere Schlitze *f* und darunter Behälter *g*, die den zwischen die Siebe dringenden Schlamm abfangen und abführen.

Kl. 18. Nr. 186970. Blockzange. Fried. Krupp A.-G. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau. Der am Gestell *c* um *b* schwingende Zangenarm *a* mit fester Klaue *n* bildet die Führung für die bewegliche Klaue *d*. Ein auf dem Arm *a* bei *f* drehbar gelagerter zweiarmiger Hebel *e* trägt an seinem unteren Ende die Gewindemutter *g*, in der sich die Stellspindel *h* für die bewegliche Klaue *d* führt; an seinem oberen Ende greift eine Zahnstange *k* an, die durch ein Zahnradvorgelege mit dem Elektromotor *l* verbunden ist. Nach richtiger Einstellung der beweglichen Klaue *d* mittels des Handrades *i* erfolgt das Einspannen, Ergreifen und Anheben eines Blockes bei ununterbrochener und in gleichem Sinne gerichteten Bewegung des Elektromotors *l*.

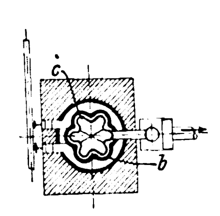


Kl. 7. Nr. 186576. Verbinden von Rohrflanschen. Luc. Léon Basile Denis, Paris. Die Auskehlungen sowie die entsprechenden vorspringenden Teile von Rohr und Flansch nehmen fortgesetzt an Höhe zu, damit so die auf den Flansch ausgeübten Kräfte verteilt und in der Flächeneinheit Beanspruchungen hervorgerufen werden, die nur wenig größer sind als die in dem glatten Teil des Rohres. Die beiden vorgearbeiteten Teile werden ineinander geschoben und dann das Rohr durch Druckwalzen $u\,v$ in die Auskehlungen des Flansches b hineingepreßt, Fig. 1 und 2. Die Auskehlungen können auch schraubenförmig gestaltet sein; in diesem Fall werden beide Teile zunächst ineinander geschraubt und dann durch Aufweiten des Rohres ineinander gepreßt, Fig. 3.

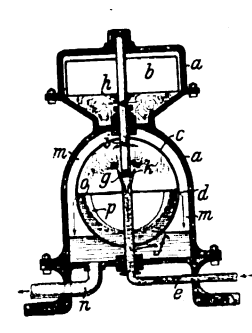
Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.



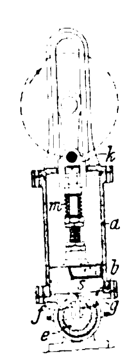
Kl. 7. Nr. 186977. Querwalzwerk. B. Lion, Hamburg. Die beiden zusammenarbeitenden Walzen a mit teils kegelförmiger, teils zylindrischer Mantelfläche haben eine oder mehrere Rillen b, die parallel zur Walzenachse sind und von einer steilen und allmählich in die Mantelfläche der Walzen übergehenden Seitenfläche gebildet werden. Diese Rillen geben das Werkstück c zeitweise frei, so daß es absatzweise vorgeschoben werden kann.



Kl. 10. Nr. 186935. Stehende Torfverkohlungsretorte. Oberbayerische Kokswerke und Fabrik chemischer Produkte A.-G., Beuerberg (Isartalbahn). Die Verkohlungsretorte b und der in ihr befindliche jalousieartige Gasabzugschacht c haben sternförmigen Querschnitt, wodurch die Heizfläche vergrößert und so die Verkohlungszeit für den Torf abgekürzt wird.



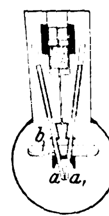
Kl. 17. Nr. 183113. Einspritzkondensator. W. Graaff & Co., G. m. b. H., Neu-Ruppin, und H. Mikorey, Schöneberg. Der mit der Hohlwelle f umlaufende Drehkörper c schleudert einen Teil seines Wasserinhaltes durch Oeffnungen d in den Raum m des Gehäuses a und saugt dadurch von e her frisches Wasser an, das durch Düsen g unterhalb der Scheidewand k zerstäubt wird und den durch h, i eingeführten Dampf niederschlägt, worauf das Niederschlagwasser gleichfalls durch d ausgeschleudert wird. Zur Drehung von c wird eine auf f befestigte Hülfsturbine b benutzt, die vom Abdampf der Kraftmaschine getrieben wird und ihn dann nach h, i entläßt. Das Gehäuse a ist luftdicht geschlossen, so daß im Raum m ein das Wasser durch n austreibender Ueberdruck entsteht. Ein Prellring o in c verhindert das Höhersteigen des Wassers, und Rippen p sichern dessen wirbelfreien Umlauf.



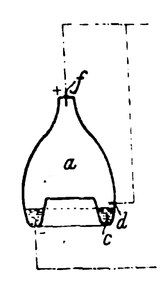
Kl. 27. Nr. 186407. Schwingende Vakuumpumpe. Jos. Zeitlin, Kensington (England). Zwischen dem Kolben s und dem Kreuzkopf k, in dem die Kolbenstange nachgiebig gelagert ist, ist eine Feder m eingeschaltet, die im unteren Teil des Kolbenweges so stark zusammengedrückt wird, daß sie nicht allein am Hubende den sogenannten schädlichen Raum beseitigt, sondern den Kolben s auf dem Zylinderdeckel b auch während der ganzen Zeit festhält, die durch die Gehäuseschwingung zum Schließen des Druckkanales f und zum Oeffnen des Saugkanales g des feststehenden Steuerschiebers e, um den der Pumpenzylinder a schwingt, beansprucht wird.

Kl. 18. Nr. 186887. Härtevorrichtung. Gottl. Hammesfahr, Solingen-Foche. Mehrere der zu härtenden Werkstücke werden zwischen Klemmbacken a eingespannt, die auf eine Stange b aufgeschoben sind und durch das Rohrstück d und die Flügelmutter c festgespannt werden. Ein durchgesteckter Stift i hält die Klemmbacken in richtiger Lage zu einander.

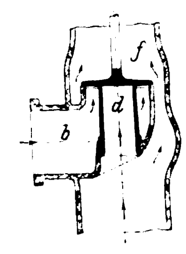
Kl. 19. Nr. 187899. Nachspannen von Zugstäben. A. Hasenkamp, Essen-Ruhr. Um bei Brücken usw. die Schrägstäbe, die im Laufe der Zeit schlaff werden, wieder anzuspannen, ohne sie herauszunehmen und den Betrieb zu gefährden, werden sie auf eine kurze Strecke durch Thermit weißglühend gemacht, durch Spannschrauben gestaucht und auf die gewünschte Länge gebracht.



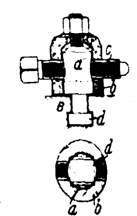
Kl. 21. Nr. 188229. Dampf-Bogenlampe. R. Schröder, Lauban (Schlesien). Um bei Quecksilberlampen, die durch einen Kohlenlichtbogen in Betrieb gesetzt werden, den nach unten fallenden Schatten des Quecksilbersumpfes zu vermeiden, wird das Quecksilbergefäß b über den Kohlen a, a_1 angeordnet und das Quecksilber durch die strahlende Wärme von a, a_1 verdampft.



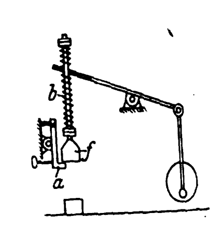
Kl. 21. Nr. 190264. Quecksilberdampflampe. M. Anger, Berlin. Die stehende Lampe hat die Form einer weiten Flasche a, deren Quecksilberfüllung c bis nahe an eine Hülfsanode d reicht, so daß durch geringes Kippen des Gefäßes der Lichtbogen erzeugt wird, der den Strom dann über den zweiten Hauptpol f schließt.



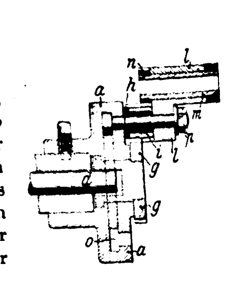
Kl. 46. Nr. 187852. Mischventil. A. Lüderitz, Köln. Um Gas und Luft innig zu mischen und das Mengenverhältnis beider ändern zu können, ist in dem Luftzuführkanal f, in den der Gaszuführstutzen b von der Seite her mündet, ein zweiter auswechselbarer Luftstutzen d eingesetzt, so daß die Luft von außen und innen an das Gas herantritt und sich innig mit ihm mischt.



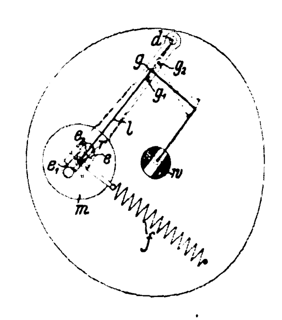
Kl. 49. Nr. 186912. Aufspannvorrichtung. Ludw. Loewe & Co. A.-G., Berlin. Auf dem Werktisch e werden mittels der in unterschnittene Nuten eingeschobenen Spannbolzen $a\,d$ übergestülpte Glocken b festgespannt, die als Muttern für die Druckschrauben c für das einzuspannende Werkstück dienen. Die Druckschrauben gehen mit Spiel durch die Spannbolzen a.



Kl. 49. Nr. 186237. Federhammer. Herm. Boye, Berlin. Seitwärts vom Hammerbär f ist eine Klinke a angeordnet, die zum Abfangen des Bärs in seiner höchsten Stellung und zur Abgabe von Einzelschlägen dient. Auf der Bärstange befindet sich zur Beschleunigung der Abwärtsbewegung eine Feder b, die so ausgebildet ist, daß sie bei abgefangenem Bär eine Zusammenpressung um den vollen Kurbelhub gestattet.



Kl. 49. Nr. 187057. Bohr- oder Gewindeschneidkopf. O. Schober, Berlin. Der Lagerkörper l für die Arbeitsspindel m ist gekröpft und um eine Achse h drehbar, die wiederum in einer kreisförmigen Nut o der Scheibe a des Bohrkopfes mittels der Mutter p eingestellt werden kann. Hierdurch wird für die Arbeitsspindel m ein sehr großes Feld geschaffen. Die Spindel m wird von der Antriebwelle d mittels der Zahnräder g, i, n bewegt, die bei jeder Stellung der Spindel miteinander in Eingriff bleiben.



Kl. 60. Nr. 185472. Achsenregler. R. Proell, Dresden. Zur Regelung der Umlaufzahl während des Ganges wird der Angriffpunkt e der Belastungsfeder f im Pendel m verstellt, und zwar so, daß nach der Einstellung die Verbindung von f mit m nicht fest, sondern beweglich ist, indem e auf einer Bahn geführt wird, die angenähert mit einem Kreisbogen um den Pendeldrehpunkt d zusammenfällt, wodurch das Umstellgetriebe vereinfacht wird. Das Federende e ist als Rolle ausgebildet, die auf einer radialen Rollbahn r des Pendels läuft und durch einen Lenker l auf einem Kreisbogen geführt wird, dessen Mittelpunkt g durch ein Keilgetriebe in der Welle w und ein Gestänge nach g_1 oder g_2 hin verlegt werden kann, wodurch die Kreisbogenbahn von e nach e_1 oder e_2 hin zur Vergrößerung oder Verkleinerung der Umlaufzahl verschoben wird. Bliebe hierbei f sich selbst parallel, so würde sich der Ungleichförmigkeitsgrad (die Astasie usw.) nicht ändern; wegen der endlichen Länge von f wird zur Erreichung dieses Zweckes die Rollbahn r nach außen etwas ansteigend (wie punktiert) ausgeführt.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Der Cunard-Dampfer »Lusitania«.

Geehrte Redaktion!

Bei der dritten transatlantischen Reise der »Lusitania« bin ich von Liverpool bis Queenstown auf dem Schiff gewesen. Das Schiff fuhr den größten Teil der Zeit mit absichtlich verminderter Geschwindigkeit, um nicht vor 8 Uhr morgens in Queenstown anzukommen.

Auf dieser Reise habe ich feststellen können, daß bei langsamer Fahrt, wenn die Turbinen mit 160 Umdrehungen in der Minute laufen, die Erschütterung des Schiffskörpers am größten ist; bei 170 bis 180 Umdrehungen (letztere Zahl entspricht der Höchstleistung) sind die Erschütterungen auffallend geringer und nicht größer als auf den besten mit Kolbenmaschinen betriebenen Schnelldampfern.

Der Grund, weshalb die Turbinen auf den bisherigen Fahrten ihre Höchstleistung nicht dauernd entwickelten, scheint darin zu liegen, daß der Dampfverbrauch größer ist, als die Konstrukteure angenommen haben, und daß es deshalb Schwierigkeiten macht, den erforderlichen Dampf mit den vorhandenen Kesseln zu erzeugen.

Hochachtungsvoll

Köln, 19. Oktober 1907. Ludwig Grabau.

Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses.

Geehrte Redaktion!

Die in Nr. 36 und 37 Ihrer geschätzten Zeitschrift erschienene Abhandlung des Hrn. Dipl.-Ing. A. Nägel: »Versuche an der Gasmaschine über den Einfluß des Mischungsverhältnisses«, hat mich sehr interessiert; denn die sehr dankenswerten und mit großer Sorgfalt und Sachkenntnis ausgeführten Versuche haben die Grundsätze, welche bei der Ausbildung der Regelungseinrichtungen der Körtingschen Viertaktmaschinen maßgebend gewesen sind, im vollen Umfange bestätigt. Es wurden von Gebr. Körting schon im Jahr 1898 an einer 60pferdigen Maschine Versuche gemacht, welche für die günstigsten Gasverbrauchzahlen bei Generatorgas den erheblichen Luftüberschuß von rd. 36 vH über dem theoretisch nötigen Luftbedarf ergeben haben.

Daß die Füllungsregelung bei Aufrechterhaltung des möglichst günstigen Mischungsverhältnisses die besten Betriebsverhältnisse ergibt, ist schon beim Bau der ersten größeren Körtingschen Präzisionsmaschinen vom Jahr 1890 erkannt und demgemäß diese Regelungsweise stets beibehalten worden. Um die größtmögliche spezifische Leistung einer Maschine zu erreichen, muß jedoch, wie Hr. Nägel ganz richtig gefunden hat, der Gasreichtum des Gemisches vermehrt werden.

Will man die Aenderung der Gemischzusammensetzung für höchste Leistungen der Maschine durch den Regulator selbsttätig einstellen lassen, so kann die Einrichtung nach dem Körtingschen Patent Nr. 178191 zur Anwendung kommen. Hiernach ist die Drosselvorrichtung für das eintretende Gemisch mit der Drosselvorrichtung für die Luft unterhalb des Mischventiles derart mit dem Regler verbunden, daß erst, nachdem das zur Veränderung der Gemischmenge dienende Organ die der größten Gemischmenge entsprechende Stellung erreicht hat, das Drosselorgan in der Luftleitung anfängt, den Querschnitt der Leitung zu verengen, während der Querschnitt für die Gemischmenge nun unveränderlich bleibt.

Es liegt in der Natur der Sache, daß man das günstigste Mischungsverhältnis immer nur für ein Gas von bestimmtem unveränderlichem Heizwert einrichten kann. Da nun der Heizwert des Gases namentlich bei kleineren Anlagen etwas wechseln kann, so wird es mit rein zwangläufigen Einrichtungen nie möglich sein, die Grenze richtig zu treffen, bei welcher an Stelle der Füllungsregelung die Gemischregelung einsetzen muß. Bei Sauggasgeneratoren kommt noch hinzu, daß je nach der Beschaffenheit des Brennstoffes und der Reinigungseinrichtungen der Unterdruck schwanken wird, unter welchem das Gas der Maschine zur Verfügung steht; man ist daher gezwungen, für jeden besondern Fall die Luftzuführleitung soweit abzudrosseln, bis die günstigsten Verhältnisse eintreten. Es ist klar, daß die Luftdrosselvorrichtung des Patentes Nr. 178191 sowie jede andre ähnliche Einrichtung nicht selbsttätig wirken kann, vielmehr stets erst mit der Hand in ihrer absoluten Querschnittbemessung eingeregelt werden muß.

Von Gebr. Körting A.-G. ist daher die an sich gute zwangläufige Verbindung mit dem Regler fallen gelassen, weil in Wirklichkeit keinerlei Nutzen damit erzielt wurde und die Vorbedingungen dafür auch in der Praxis nicht vorhanden sind. Die Mischventile werden nach wie vor für das günstigste Mischungsverhältnis des zur Verwendung gelangenden normalen Gases ausgeführt und erhalten in der Luftzuführleitung eine Drosselvorrichtung, deren Einstellung für die günstigsten Betriebsverhältnisse der in Frage kommenden Anlage ausprobiert und durch eine Marke gekennzeichnet wird. Soll zeitweilig mit höchster Belastung gearbeitet werden, oder sollte durch irgend welche im Generatorbetrieb bedingte Umstände eine Nachregelung nötig werden, so ist dies leicht vom Maschinisten zu machen, da nur eine Einstellvorrichtung zu bedienen ist.

Wenn nun Hr. Nägel bei seinen Versuchen die Wirkungsweise des Mischventiles durch den Gas- und Lufthahn beeinflussen mußte, so konnten hierdurch die Vorzüge des Körtingschen selbsttätigen Mischventiles nicht voll zur Geltung kommen. Handelt es sich wie im vorliegenden Fall darum, das Mischungsverhältnis leicht und stetig verändern zu können, so wäre ein verstellbares Mischventil, welches beispielsweise durch Verdrehung des Kegels eine Veränderung der Gas- und Luftschlitze zu einander gestattet, sehr vorteilhaft gewesen; denn nur bei Anwendung eines richtig abgestimmten selbsttätigen Mischventiles ist es nach meinen Erfahrungen möglich, die gewünschte Mischung auch möglichst an jeder Stelle des Ansaugehubes aufrecht zu erhalten, was durch Einstellung von Hähnen oder ähnlichen Organen nicht möglich ist. Hierin liegt gerade der Vorteil des Körtingschen selbsttätigen Mischventiles, indem es sich ganz nach Bedarf und nur unter dem Einfluß des Ansaugevakuums öffnet. Bei normalen Anlagen und richtiger Bemessung der Mischventilschlitze soll der Gashahn stets ganz offen stehen; die von Hrn. Nägel bemängelte Gradeinteilung dient demnach für normale Verhältnisse gar keinem Zweck. Sie ist auch nur gemacht, um für besondere Fälle einen gewissen Anhaltpunkt für die Oeffnungsweiten zu haben. Bei Sauggasanlagen muß natürlich die Luftdrosselung je nach den Generatorverhältnissen erstmalig ausprobiert und eingestellt werden. Bei den neueren Körtingschen Maschinen ist übrigens der Gasabsperrhahn mit dem Luftdrosselhahn kombiniert, so daß von einer bestimmten Stellung an der Gaszuflußquerschnitt unveränderlich bleibt, während nur der Luftquerschnitt verengt wird.

Wenn Hr. Nägel behauptet, daß der Zünder bei der Versuchsmaschine eine unvorteilhafte Lage habe, so trifft dies nach meinen Erfahrungen bei einer so kleinen Maschine, wie es die Versuchsmaschine ist, noch nicht zu. Die größeren Körtingschen Maschinen haben natürlich alle seitlich liegende Zündung; aber auch die neueren kleineren Modelle sind jetzt der Einheitlichkeit wegen mit seitlich liegenden Zündern ausgerüstet.

Körtingsdorf, den 25. September 1907. A. Willmer.

Auf die Erörterungen des Hrn. Willmer hin möchte ich die Angaben, welche ich auf S. 1467 über das Körtingsche Mischventil gemacht habe, in folgender Weise ergänzen:

Gemäß dem Heizwert des Gases wurde bei den veröffentlichten Versuchen unter drei verschiedenen Ausführungsformen des Mischventiles die geeignetste ausgewählt. Die drei Ventile waren normal für Leuchtgas, Wassergas und Generatorgas bestimmt. Das Mischventil an sich erwies sich als ausgezeichnet, insofern bei unveränderter Stellung des Gas- und des Lufthahnes das Mischungsverhältnis in vorzüglicher Weise unverändert erhalten wurde. Ferner ergab das Mischventil eine gleichmäßige und annähernd vollkommene Durchmischung von Gas und Luft, was aus den stetigen Ergebnissen meiner Versuche gefolgert werden muß.

Als ein Nachteil der mit Füllungsregelung arbeitenden Maschinen kann jedoch die Tatsache nicht in Abrede gestellt werden, daß für die zum Mischventil nötige Hülfseinstellung des Mischungsverhältnisses — mag diese nun mit einem Gas- oder mit einem Luftdrosselorgan erfolgen — die Maschine selbst keinerlei Anzeigen gibt, in welcher Richtung man regulieren muß, um den günstigsten Betrieb unter den jeweiligen Umständen zu erzielen.

An der Versuchsmaschine kam außerdem noch die ungünstige Bauart des Gasabsperrhahnes hinzu, worauf ich hier deshalb nicht näher einzugehen brauche, weil nach den Mitteilungen des Hrn. Willmer die neueren Maschinen von Gebr. Körting mit einem vollkommeneren Einstellorgan für Gas und Luft ausgestattet sind.

Hinsichtlich der Lage des Zündungspunktes bin ich der Ueberzeugung, daß sie, wenn sie sich bei großen Maschinen als ungünstig erwiesen hat, auch bei den kleinsten Maschinen nur in einem entsprechend geringeren Maß ungünstig sein muß. Es kommt bei kleinen Maschinen nur darauf an, für den Nachweis des behaupteten Einflusses die genügend feinen Untersuchungsmethoden zur Anwendung zu bringen.

Dresden, den 4. Oktober 1907. Nägel.

Angelegenheiten des Vereines.

Sonderabdrücke von Aufsätzen der Zeitschrift.

Auf die Ankündigungen im Text der Zeitschrift und auf den roten Zetteln zu Nr. 37 und 40 sind außer Bestellungen einzelner Aufsätze auch Vorausbestellungen in größerer Zahl eingegangen. Die von den Bestellern geäußerten Wünsche in bezug auf die einzelnen Fachgebiete sind aber so verschiedenartig, daß es für die Registratur und die Versendung schon jetzt kaum möglich ist, jeden einzelnen Wunsch zu berücksichtigen. Wir geben daher hierunter eine Liste der von uns in Anlehnung an das Inhaltverzeichnis und die Zeitschriftenschau aufgestellten Fachgebiete, in die wir die einzelnen Aufsätze einordnen; in der Fußnote zum Kopf der Aufsätze werden wir jedesmal angeben, zu welchem von diesen Gebieten der Aufsatz gezählt wird. Wir bitten die Vorausbesteller, die gegen einmalige Einzahlung ohne weiteres alle in ein Fachgebiet fallenden Aufsätze zu erhalten wünschen, sich an unsre Einteilung zu halten, und behalten uns vor, diese Liste zu ändern und zu erweitern, sobald sich durch längere Benutzung die Wünsche und Erfordernisse geklärt haben.

Bergbau (einschl. Förderung und Wasserhaltung).
Brücken- und Eisenbau (einschl. Behälter).
Dampfkessel (einschl. Feuerungen, Schornsteine, Vorwärmer, Ueberhitzer).
Dampfmaschinen (einschl. Abwärmekraftmaschinen, Lokomobilen).
Dampfturbinen.
Eisenbahnbetriebsmittel.
Eisenbahnen (einschl. Elektrische Bahnen).
Eisenhüttenwesen (einschl. Gießerei).
Elektrische Krafterzeugung und -verteilung.
Elektrotechnik (Theorie, Motoren usw.)
Fabrikanlagen und Werkstatteinrichtungen.
Faserstoffindustrie.
Gebläse (einschl. Ventilatoren).
Gesundheitsingenieurwesen (Heizung, Lüftung, Beleuchtung, Wasserversorgung und Abwässerung).
Hebezeuge (einschl. Aufzüge).
Kondensations- und Kühlanlagen.
Kraftwagen und -boote.
Lager- und Ladevorrichtungen (einschl. Bagger).
Maschinenteile.
Materialkunde.
Mechanik.
Metall- und Holzbearbeitung.
Pumpen (einschl. Feuerspritzen und Strahlapparate).
Schiffs- und Seewesen.
Verbrennungskraftmaschinen (einschl. Generatoren).
Wasserkraftmaschinen.
Wasserbau (einschl. Eisbrecher).

Abrechnung über die 48ste Hauptversammlung in Coblenz 1907.

Einnahmen	M	Pfg	Ausgaben		M	Pfg
Festkarten	19 150	20	Verkehrsausschuß		1 718	80
Zinsen und verschiedene kleine Einnahmen	58	43	Technische Ausflüge		866	65
Beitrag des Hauptvereines	7 000	–	Vergnügungsausschuß	10 006,57 M		
			Dampferfahrt	1 811,00 »		
			Bewirtung	4 252,10 »		
			Feuerwerk	1 987,80 »		
			Festabzeichen	800,50 »	18 857	97
			Festschrift		2 253	–
			Drucksachen, Porto usw.		1 534	83
	26 208	63			25 231	25

Einnahmen	26 208,63 M
Ausgaben	25 231,25 »
Ueberschuß	977,38 M
für die Ferienkolonien	600,70 »
Kassenbestand	376,68 M

Von andrer Seite sind getragen worden:

Begrüßungsabend seitens der Stadt	5000 M
Beleuchtung der Rheinufer auf Veranlassung und unter Mitwirkung des Verkehrsvereines rd.	1000 »
Fest in Sayn, gegeben von den dortigen Industriellen	4000 »
Bewirtung seitens der Werke bei den technischen Ausflügen rd.	2000 »
Saalmiete für die städtische Festhalle (Saal und Bureau) rd.	1000 »
desgl. für das Kasino	1000 »
	14000 M

Der Mittelrheinische Bezirksverein.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **vierundvierzigste** Heft erschienen; es enthält:

R. Biel: Ueber den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten.

Der Preis jedes Heftes ist 1 M. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

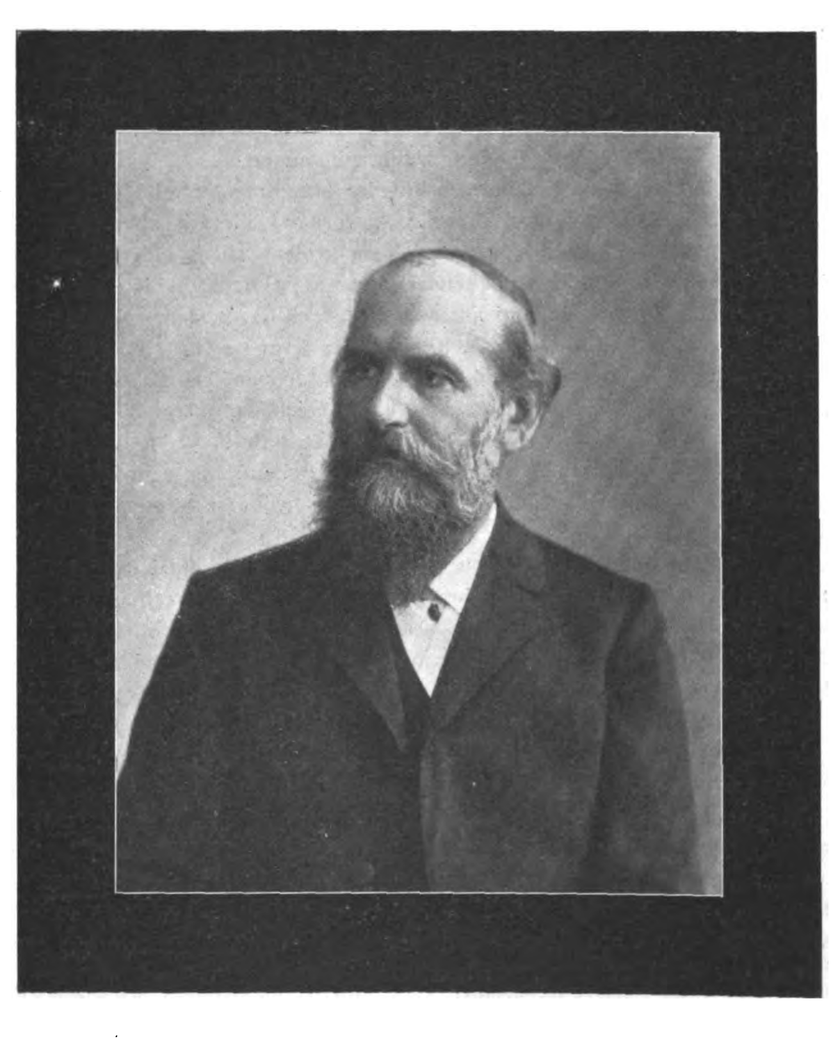
Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 44. **Sonnabend, den 2. November 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Leonidas Lewicki †



Am 27. August dieses Jahres ist im 67sten Lebensjahre der ordentliche Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden, Geheimer Hofrat Johann Leonidas Lewicki gestorben.

In Wien am 5. November 1840 als ältester Sohn des österreichischen Bauingenieurs Anton Lewicki geboren, der beim Bau der Semmeringbahn hervorragend beteiligt war, empfing Lewicki bereits als Knabe die ersten dauernden Eindrücke von Natur und Technik, die bei seinem empfänglichen Gemüt und offenen Blick bestimmend für sein ferneres Leben sein sollten. Fern vom Lehrzwang der Schule bis zum 14ten Jahr im Elternhaus unter der Leitung seines wissenschaftlich hochgebildeten Vaters unterrichtet und sodann auf der Oberrealschule in Innsbruck weiter vorgebildet, bezog er im 18ten Lebensjahre das in hoher Blüte stehende eidgenössische Polytechnikum in Zürich zum Studium des Maschinenbaufaches. Unter Culmann, Clausius, Zeuner, Reuleaux, Semper, Scherr und Th. Vischer widmete er sich eifrig den Studien, so daß er bereits mit 21 Jahren die Diplomprüfung mit vorzüglichem Erfolg ablegte. Als Konstrukteur an den Zentralwerkstätten der schweizerischen Eisenbahnen in Olten arbeitete er sodann unter Riggenbachs Leitung unter anderm die maschinellen Einzelheiten und insbesondere den Zahnstangenbetrieb für die Rigi-Bahn aus, die später nach seinen Entwürfen zur Ausführung gelangten. Welche Bedeutung Riggenbach diesen Arbeiten beimaß, erhellt daraus, daß er das Reißbrett Lewickis jeden Abend verschloß, damit kein Unberufener in die damals für Europa neuartigen Entwürfe Einblick erhielte.

Schon mit 23 Jahren sehen wir Lewicki als Dozenten in Riga tätig, und von seinem erfolgreichen Schaffen legt die bereits nach kaum einem Jahr sich anschließende Ernennung zum ordentlichen Professor ein beredtes Zeugnis ab. Vielseitig war schon hier seine Lehrtätigkeit und daneben auch seine Betätigung in der Praxis. So stammt aus dieser Zeit die Konstruktion seiner direkt wirkenden Dampframme, die bei den Düna-Regulierungsarbeiten mit

Erfolg Verwendung fand[1]) und heute noch benutzt wird, wie ein Rigaer Blatt kürzlich mitteilte. Die Formen dieser Maschine zeigen, wie meisterhaft Lewicki schon damals die reine Zweckform in der Konstruktion anzuwenden verstand. Ebenso beweisen dies diejenigen Abbildungen in Reuleaux' »Konstrukteur«, die er als dessen Assistent 1862 entwarf.

Bei Gründung der Rheinisch-westfälischen Polytechnischen Schule zu Aachen 1870 wurde Lewicki als ordentlicher Professor des Maschinenbaues nach dorthin berufen. Hatte er schon in Riga für die Ausgestaltung des Fachunterrichtes organisatorisch gewirkt, so war dies in gleichem Maß in Aachen der Fall. Für sein erfolgreiches Wirken daselbst und die hohe Wertschätzung seiner Leistungen spricht der Umstand, daß Zeuner ihn 1874 nach Dresden berief. Daß aber mit ihm 20 seiner Hörer sofort von Aachen nach Dresden übersiedelten, um unter seiner Leitung ihre Studien fortzusetzen, zeigt, wie hoch er von seinen Schülern geschätzt wurde.

Die Lehrtätigkeit in Dresden umfaßte das Gebiet der Dampfmaschinen, Dampfkessel, Lokomotiven, Fördermaschinen, Wasserhaltungsmaschinen, hydraulischen Motoren, Pumpen und Gebläse, des Eisenschiffbaues und der Graphostatik, wozu später noch eine Reihe Jahre hindurch auch Maschinenelemente und Hebemaschinen traten. Zieht man in Erwägung, daß sich noch Konstruktionsübungen und Lehrversuche hinzugesellten, so muß man staunen, welch überaus vielseitige Tätigkeit Lewicki entfaltet hat; um so mehr, als zu der Lehrtätigkeit eine ungemein große Inanspruchnahme als Berater für Behörden und Industrielle hinzutrat, sowie eine umfassende Tätigkeit auf dem Gebiete wissenschaftlicher und experimenteller Forschungen, bei welch letzteren mitzuwirken er seinen Hörern stets Gelegenheit bot. Von seinen Veröffentlichungen auf diesen Gebieten seien erwähnt: die Arbeiten über »graphische Bestimmung höherer Momente«, über »Schraubenpropeller«, »Schraubendampfer«, über »rauchfreie Dampfkesselanlagen in Sachsen« u. a. mehr. Das letztere größere Werk, worin Lewicki auch seine eigenartigen experimentellen Untersuchungsmethoden dargestellt hat, erschien 1896 bei Arthur Felix in Leipzig, die erstgenannten Arbeiten im »Civilingenieur«. Wichtige Gutachten erstattete er unter anderm im Nichtigkeitsprozeß über das Ottosche Viertaktpatent für Gasmotoren und in dem bekannten Prozeß über den Schlickschen Ausgleich der Mehrkurbel-Schiffsmaschinen (als Manuskript gedruckt).

Mehrfach hat Lewicki durch experimentelle Feststellungen technischen Neuerungen den Weg in die Praxis ebnen geholfen. Genannt seien hier der Stufenrohr- und der Dreiflammrohrkessel von Paucksch, die Heißdampf-Verbundlokomobile von R. Wolf u. a.[2]). So hat auch Wilhelm Schmidt bei seinen Bestrebungen, den Heißdampf einzuführen, in Lewicki einen selbstlosen Förderer gefunden; wie überhaupt jeder, der seinen Rat in Fachfragen suchte, diesen nicht nur bereitwilligst erhielt, sondern auch darüber hinaus reiche Anregung und Belehrung mit fortnahm.

Als Mitglied der technischen Deputation im Ministerium des Innern hat Lewicki vielfach an den gesetzgeberischen Arbeiten auf technischem Gebiete mitgewirkt, und seine Gutachten füllen ganze Bände. Auch an der Ausgestaltung des technischen Prüfungswesens in Sachsen hat er hervorragenden Anteil genommen.

In seinen Vorträgen, in welchen er die Riesenfortschritte der Maschinentechnik von Jahr zu Jahr berücksichtigte, ging Lewicki in der Regel von der geschichtlichen Entwicklung aus, verband hiermit aber in geschickter Weise bereits die technischen Grundlagen und die Hinweise auf die Gegenwart. Eine große Zahl seiner Forschungsergebnisse hat er nicht unmittelbar veröffentlicht, sondern in diesen Vorlesungen bekannt gegeben. Genannt seien hier die grundlegenden, vorbildlichen Methoden der graphischen Darstellung der Dampfwirkung in Mehrfach-Expansionsmaschinen, die von hunderten seiner Schüler seit Jahrzehnten in der konstruktiven Praxis angewendet werden; ferner seine Methoden der graphischen Ausmittlung der Schaufelform von Wasserturbinen und seine hervorragend klare Berechnung der Dampfkessel in kalorischer Hinsicht. Neben der konstruktiven Behandlung fanden stets auch die wirtschaftlichen Gesichtspunkte eingehende Würdigung. Meisterhaft beherrschte er die Konstruktion und nicht minder das Skizzieren an der Wandtafel; ein vorzügliches Gedächtnis für Erfahrungszahlen jeder Art, große Gewandtheit in der analytischen und graphischen Behandlung schwieriger Probleme waren ihm eigen. Seine Schüler wußte er für das Fach zu begeistern, unermüdlich widmete er ihnen seine Zeit in den Konstruktionssälen und war ihnen allezeit ein treuer Freund und Berater.

Als einer der frühesten Vorkämpfer für die Errichtung von Maschinenlaboratorien und des »obligaten Experiments« beim maschinenwissenschaftlichen Unterricht an den technischen Hochschulen gab er schon 1882 diesem Gedanken in einer Festrede »Ueber die Entwicklung der Lokomotive« beredten Ausdruck[3]). Eine Verwirklichung dieses Strebens brachte das Jahr 1896, in welchem der Bau eines solchen Laboratoriums an der Dresdner Hochschule zur Ausführung gelangte. In den Jahren 1900 bis 1902 folgte ein weiterer großer Neubau nach seinen Plänen, aus dem schon so manche Forschungen, insbesondere auf dem Gebiete der Dampfturbinen, hervorgegangen sind.

Lewicki erfreute sich bis ins Alter einer vorzüglichen Gesundheit, die ihm im Verein mit seinem umfassenden, tiefgründigen Wissen ermöglichte, die oben gekennzeichnete außergewöhnliche Arbeitlast durch mehr als 4 Jahrzehnte auf sich zu nehmen und in seiner Person viele Sondergebiete seines Faches zu vereinen. Im Herbst 1904 zeigten sich zuerst die Spuren einer schweren Erkrankung, die ihn von nun an zeitweise an der Ausübung seines Berufes hinderte. Doch jeden Stillstand der Krankheit nutzte er aus, um mit neuem Mute sich immer wieder seiner ihm ans Herz gewachsenen Tätigkeit zu widmen. Noch in den letzten Wochen seines Lebens, nach einer wiederholten schweren Operation, und als das fortschreitende Leiden den Gebrauch der Sprache schon sehr erschwerte, gab er vom Schreibtisch aus seinen Vertretern eingehende Anweisungen zu den Vorträgen und zur Fertigstellung des Berichtes über eine letzte Turbinenbremsung, die er in den Osterferien noch persönlich geleitet hatte.

Dieser Lebensabriß wäre unvollständig, würde nicht neben dem Fachmann und Gelehrten auch des Menschen gedacht.

Lewicki war ein groß angelegter Charakter, ausgestattet mit reichen Gaben des Geistes und Herzens, der mit klarem Blicke Natur und Menschheit überschaute, alles Niedrige verabscheute und dem Wahren, Guten und Schönen mit Begeisterung anhing. Alle von außen empfangenen Eindrücke verarbeitete er selbständig und verstand, sie in abgeklärter Form andern zu übermitteln, dabei überall die Nutzanwendung für das Leben betonend. Einmal erkannte Wahrheiten verfocht er mit Be-

[1]) Vergl. »Civilingenieur« 1875. [2]) Vergl. Z. 1887 S. 974; 1901 S. 1066; 1902 S. 926. [3]) Im Auszuge mitgeteilt in Z. 1905 S. 840.

geisterung, stets aber auch bereit, etwaige Einwände gerecht zu beurteilen oder durch treffende Beweise zu wiederlegen. Mit Vorliebe erörterte er neben fachlichen auch nationalökonomische und kulturgeschichtliche Fragen in ihren Beziehungen zur produktiven Arbeit, um den Wert der letzteren kritisch zu beleuchten, da er in der Literatur eine »Kritik der Arbeit« immer noch vermißte. Bei allem Wirklichkeitssinn war Lewicki durchaus ideal angelegt, dem Materialismus abhold und stand, entgegen manchem Naturwissenschaftler, ehrfurchtsvoll zu denen, die noch an eine Grenze menschlicher Weisheit glauben, ohne den Wert realer Forschung im geringsten zu verkennen. Sein wahrhaft religiöser Sinn hat ihm besonders in der Zeit schweren Leidens Kraft und Trost gespendet So war ihm auch die Beschäftigung mit den Meisterwerken der bildenden und musikalischen Kunst, der Dichtkunst und Literatur etwas Hehres, nicht bloß ein Zeitvertreib. Tief beglückte ihn die Herrlichkeit der Natur, die er gleicherweise in ihrer Schlichtheit und Erhabenheit bewunderte. Als guter Deutscher und treuer Verehrer Bismarcks erinnerte er sich gern der großen Zeit von 1870/71, deren gewaltige Ereignisse er von Aachen aus mit begeisterter Anteilnahme verfolgt hatte.

Wie Lewicki der akademischen Jugend zum Herzen sprechen konnte, möge die Mahnung an die Studentenschaft bei dem ihm als scheidendem Rektor 1904 dargebrachten Fackelzug bezeugen: »Ihr Streben sei dahin gerichtet, Pflicht und Freiheit, Arbeit und Freude so zu vereinen, daß Befriedigung in Ihr Gemüt einzieht. Halten Sie sich an Wissenschaft und wahre Kunst, suchen Sie die Wurzeln dieses Doppelbaumes auf, statt Stoff zu häufen, der der Zeit anheimfällt. Fassen Sie aber auch das Endziel jeder Arbeit fest ins Auge und gewöhnen Sie sich an den Gedanken, für Ihre Tätigkeit im Leben stets eine Richterin zu finden: die Wirklichkeit. Wenden Sie sich mehr und mehr kraftbringendem Naturgenusse zu, der zugleich ein Quell ist auch der geistigen Gesundheit.«

Bei einer andern Gelegenheit zeichnete er sein Ideal eines Professors, indem er als Regierungskommissar im Landtag 1898 dem Einwande, daß Professoren als Theoretiker kein zutreffendes Urteil in Sachen der Praxis haben könnten, wie folgt begegnete: »Es gibt keinen Gegensatz zwischen verständiger Theorie und Wirklichkeit, denn eine solche Theorie stützt sich auf die Wirklichkeit; wir schöpfen nicht bloß aus Büchern und Schriften, sondern die technische Wissenschaft fußt auf dem Experiment und der Erfahrung, und wir Professoren müssen alle Tage in die Praxis treten und mit Spitzen der Technik verkehren und die neuesten Tatsachen berücksichtigen, sonst sind wir nicht mehr brauchbar.«

Ein überaus harmonisches Familienleben war ihm an der Seite seiner Gattin, mit der ihn durch 45 Jahre die glücklichste Ehe verband, und im Kreise seiner Kinder und Enkel beschieden. Dazu stimmt trefflich die von einem alten Freunde gewidmete Inschrift an seinem Wohnhaus: »Ist uns draußen Kampf beschieden, in dem Hause find' ich Frieden.« Hier pflegte er in Mußestunden den Hausgarten, sah Verwandte und Freunde um sich und erfreute sich mit ihnen an den Meisterwerken der Tonkunst in der Form schlichter Hauskonzerte, wobei er Joseph Haydns Streichquartette ganz besonders schätzte. In den Sommerferien aber zog es ihn immer wieder in die geliebte Alpenwelt, an der er von Kindheit an mit ganzer Seele hing.

Die dankbare Erinnerung an dieses Leben voll fruchttragender Arbeit und edler Charakterbetätigung wird allen, die mit Geist und Herz daran Anteil haben, unvergänglich bleiben. Das Bewußtsein aber, nicht umsonst gewirkt und in Tausenden dauernde Spuren hinterlassen zu haben, durfte der vortreffliche Mann als schönsten Lohn seiner Lebensarbeit ansehen.

Der unterzeichnete Bezirksverein verliert in Leonidas Lewicki einen seiner Mitbegründer, der mit regem Interesse die Bestrebungen des Vereines fortdauernd unterstützte. Mit hingebender Bereitwilligkeit und hohem Eifer verbreitete er, durch seine umfassenden Kenntnisse und Erfahrungen getragen, innerhalb der Vereinstätigkeit reichen Nutzen durch mustergültige, anregende und der Praxis sowie der Forschung neue Bahnen zeigende Ausführungen. In weitblickender Voraussicht hat er, andern vorauseilend, auf die Notwendigkeit des Zusammenwirkens der theoretischen Forschung mit dem praktischen Versuche hingewiesen, und für die Durchführung dieser Aufgabe ist er bis an sein Lebensende mit größtem Erfolg tätig gewesen.

Der Verein deutscher Ingenieure wird das Andenken des Verstorbenen stets hoch in Ehren halten.

Der Dresdner Bezirksverein deutscher Ingenieure.

Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.[1]

Von **Fr. Frölich**, Ingenieur, Berlin.

(Fortsetzung von S. 497)

Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

Bereits in meinem Bericht über das Eisenhüttenwesen auf der Düsseldorfer Ausstellung[2]) habe ich darauf hingewiesen, daß an die Hülfseinrichtungen beim Gießen verschiedene Anforderungen gestellt werden, je nachdem es sich um ein Thomas- (auch Bessemer-)Werk oder ein Martin-Werk handelt. Im ersteren Falle muß die Pfanne, während sie mit flüssigem Stahl gefüllt wird, ihre Höhenlage ändern, entsprechend dem Senken der Birne, außerdem muß sie seitlich (in der Richtung des Stahlstrahles) verschoben werden; im zweiten Falle bleibt sie während des Füllens durchweg an derselben Stelle. Bei den kippbaren Martin-Oefen (Talbot-Prozeß) kommt ebenfalls eine Verstellung in der Höhenlage und gleichzeitige seitliche Verschiebung in Frage. Die ursprüngliche Form der Hülfseinrichtung ist auch in diesem Falle wiederum der Wagen[1]), der erst in neuerer Zeit mehr und mehr durch den Kran ersetzt wird. Der Kran hat den Vorteil der leichteren Beweglichkeit; während beim Gießwagen die Geschwindigkeit bei gefüllter Pfanne infolge der unvermeidlichen Stöße nicht über ein gewisses Maß hinaus gesteigert werden kann, da sonst Ueberspritzen eintritt, kann man bei den Gießkranen die Vorteile des elektrischen Antriebes in der Geschwindigkeitsvergrößerung erheblich besser

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenhüttenwesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

[2]) Z. 1903 S. 520.

[1]) Abgesehen von den Gießgrubendrehkranen in den alten Bessemer- und Thomas-Werken.



ausnutzen. Wertvoll ist das bei Anlagen, wo die Gießhalle der örtlichen Verhältnisse wegen nicht unmittelbar vor den Schmelzeinrichtungen angelegt werden konnte, was besonders häufig in Thomas-Werken vorkommt, bei denen die ursprüngliche Anordnung der Birnen im Kreis um die Gießgrube herum jetzt völlig aufgegeben und durch die Reihenaufstellung ersetzt worden ist. Die kreisrunden Gießgruben mit dem Kran im Mittelpunkt führten einmal zu großer Platzverschwendung, anderseits war die Zahl der Kokillen abhängig vom Durchmesser der Gießgrube; mit zunehmender Größe der Ausladung aber bringen die Mittelpunktkrane Konstruktionsschwierigkeiten mit sich. Um die Ausladung etwas einzuschränken, hat man wohl die Kokillen in zwei oder mehreren gleichachsigen Kreisen aufgestellt. Die Konstruktionsschwierigkeiten hat man zu umgehen versucht, indem man an Stelle der Mittelpunktkrane mit Drehsäule Rollkrane mit kreisförmiger Rollbahn ausgeführt hat[1]). Doch das waren nur Notbehelfe. Bei neueren Stahlwerken sind die Birnen durchweg in einer Reihe nebeneinander angeordnet, ebenso wie die Oefen in neueren Martinwerken, und damit tritt an die Stelle des Mittelpunktkranes mit seinem runden Arbeitsfeld der Gießwagen, der die Möglichkeit gewährt, den Raum zwischen seinen Schienen und, wenn die Pfanne auf einem Ausleger untergebracht ist, auch zu beiden Seiten, soweit sein Ausleger reicht, zu bedienen, und zwar ohne Beschränkung in der Längsrichtung. In neuester Zeit tritt an seine Stelle der Gießkran, der die ganze Spannweite des Kranträgers bestreicht, und dessen Bereich sich in der Längsrichtung ebenfalls unbegrenzt ausdehnen läßt. Heute ist im Thomas-Werk zwar noch allgemein der Gießwagen üblich, aber bei Neuanlagen geht man bereits zum Gießkran über, der nicht nur den Anforderungen an die Bewegung der Pfanne beim Füllen in jeder Weise genügt, sondern auch die Hüttensohle frei läßt. Der letztere Umstand ist auch der Hauptgrund, der im Martin-Werk für die Verwendung eines Gießkranes an Stelle eines Gießwagens spricht. Im allgemeinen kann man sagen, daß sich im Martin-Werk mit feststehenden Oefen ein Gießwagen solange empfiehlt, als es sich um einen verhältnismäßig kleinen Betrieb oder um den Guß von wenigen großen Blöcken handelt. Sobald die Ofenzahl zunimmt oder eine große Zahl kleiner Blöcke zu gießen ist, wird man zweckmäßig zum Gießkran übergehen.

Der Kran hat weiterhin den Vorteil, daß er außer der Gießarbeit noch andre Arbeiten übernehmen kann. Um ihn nicht während der ganzen Zeit vor und während des Abstiches, während deren die Pfanne vor dem Ofen hängen muß, stillzusetzen, pflegt man vielfach die letztere vor dem Ofen in einem Lagerstuhl aufzuhängen. Bei kippbaren Martin-Oefen, für welche die Gießwagen ähnlich denen für Thomas-Werke ausgeführt werden müßten, ist unbedingt zu Gießkranen zu raten; denn diese Oefen werden meist nur für sehr große Fassungen, 50 t und mehr, gebaut, und bei den hierfür notwendigen Pfannenabmessungen würden die Einrichtungen von Gießwagen sehr unförmig und schwerfällig werden.

Gießkrane verlangen allerdings wesentlich kräftigere Gebäudekonstruktionen, die bei Neubauten zwar durchweg vorhanden sind, bei älteren Anlagen aber vielfach große Umbauten und erhebliche Kosten verursachen würden.

Als beachtenswerte Einzelheit mögen vor der Besprechung der Wagen und Krane die

Stopfen-Hebevorrichtungen

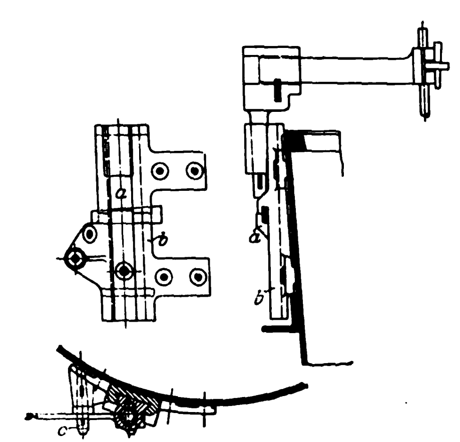
kurz miteinander verglichen werden, von deren guter Wirksamkeit der Betrieb sehr abhängig ist. Wesentlich ist, daß der Stopfen gut schließt, und da sich die Pfannenschale, an der die Hebevorrichtung befestigt werden muß, unter dem Einfluß der Wärme leicht verziehen kann, so ist es zweckmäßig, eine gewisse Beweglichkeit oder Verstellbarkeit in der Befestigung von vornherein vorzusehen.

Bei einer Ausführung der Märkischen Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G., Fig. 330 bis 332, bewegt sich der Stopfenhebel *a* mittels schwalbenschwanzartiger Führung in einem an die Pfannenschale angeschraubten Gußstück *b*, das gleichzeitig den festen Drehzapfen *c* für den Bedienungshebel trägt. Damit sich die Pfannenschale wenig verzieht, ist ihr Rand durch einen eingenieteten Ring versteift, der aus einem Winkeleisen nebst Flacheiseneinlage besteht.

[1]) »Stahl und Eisen« 1902 S. 80.

Fig. 330 bis 332.

Stopfen-Hebevorrichtung (Stuckenholz).



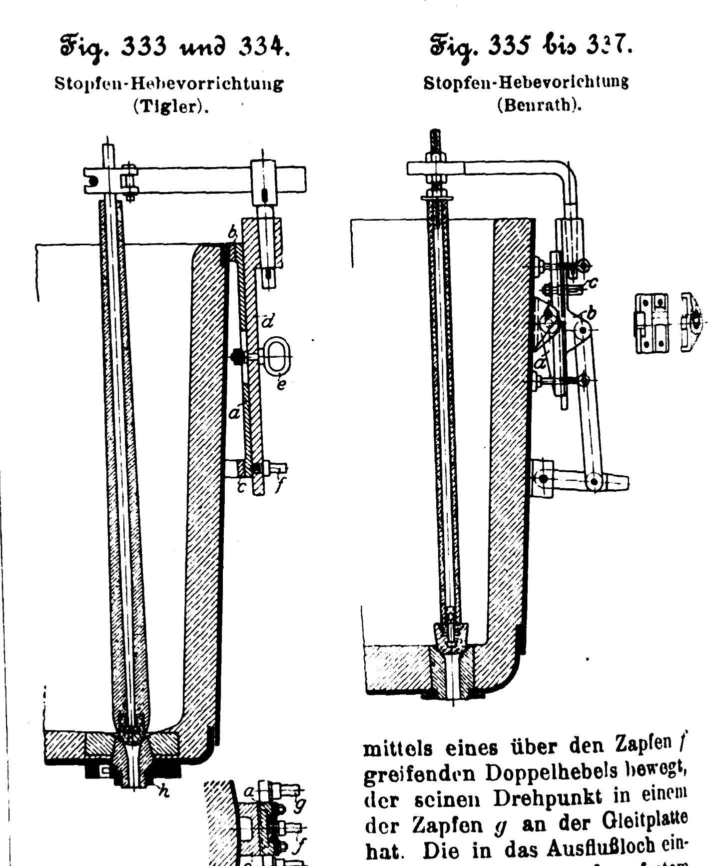
Bei der Ausführung der Maschinenbau-A.-G. Tigler, Fig. 333 und 334, ist die Gleitplatte *a* bei *b* und *c* mit den an die Pfannenschale angenieteten Futterstücken fest verschraubt. Der in *a* gleitende und somit gegen den schädlichen Einfluß von Verziehungen der Pfannenschale geschützte Schieber *d* kann durch die Stellschraube *e* festgestellt werden; er wird

Fig. 333 und 334.

Stopfen-Hebevorrichtung (Tigler).

Fig. 335 bis 337.

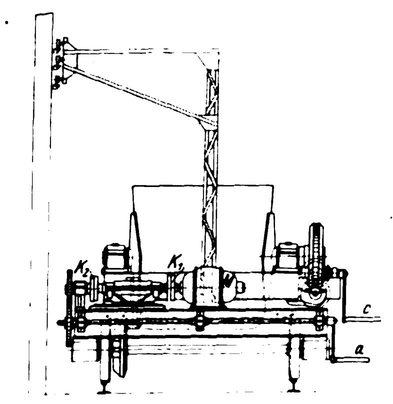
Stopfen-Hebevorrichtung (Benrath).



mittels eines über den Zapfen *f* greifenden Doppelhebels bewegt, der seinen Drehpunkt in einem der Zapfen *g* an der Gleitplatte hat. Die in das Ausflußloch eingesetzte Düse aus feuerfestem Material wird im vorliegenden Falle durch eine mittels eines Bajonettverschlusses mit Schraubenflächen vorgelegte Platte *h* festgehalten, wodurch schnelle Lösbarkeit zum Auswechseln der Düse erzielt ist.

Eine Stopfen-Hebevorrichtung der Benrather Maschinenfabrik, Fig. 335 bis 337, besteht aus einem in einer Führung *a* verschieblichen Schlitten *b*, der durch ein Gestänge gehoben und gesenkt wird; die Führung ist um ein-





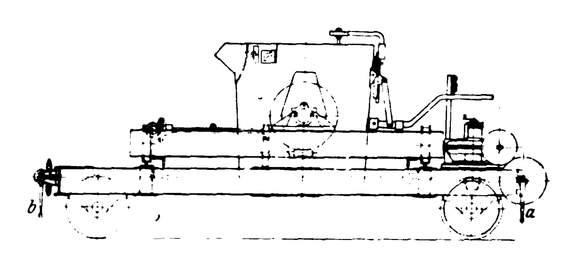


Fig. 341 bis 345.

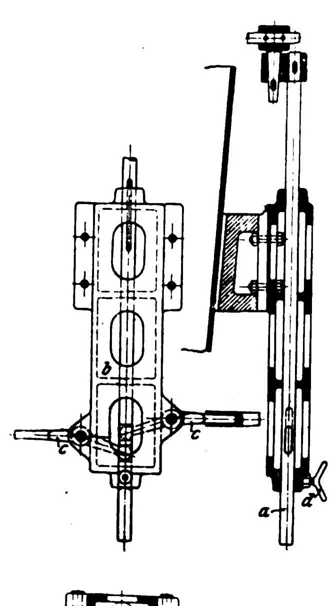
Einfacher Gießwagen mit elektrischem Antrieb der Fahrbewegung, sonst Handbetrieb (Benrath).

wagerechte Achse drehbar und kann mit Hülfe von zwei Stellschrauben eingestellt werden, so daß Klemmungen, die etwa durch Verziehen der Pfannenschale verursacht werden, leicht behoben werden können. Diese Achse ist in kleinen an die Pfannenschale angeschraubten Böckchen (s. Fig. 337) in senkrechten Schlitzen gelagert; sie wird gegen das Herausheben durch darüber gesteckte Stifte gesichert, so daß die ganze Vorrichtung leicht abgenommen werden kann. Zur Hubbegrenzung dient eine Schraube *c*, die in einem Schlitz des Schlittens sitzt.

Eine andere Stopfen-Hebevorrichtung der **Benrather Maschinenfabrik**, Fig. 338 bis 340, ist an den Pfannenring angeschraubt, damit ein etwa auftretendes Verziehen der Pfannenschale keinen Einfluß ausübt; diese Einrichtung hat außerdem den Vorteil, daß die Stopfen-Hebevorrichtung bleibt, wenn die Pfanne ausgewechselt wird. Die Stange *a* ist in einem Gußstück *b* oben und unten geführt: sie hat zwei Löcher, in die von zwei verschiedenen Seiten die Enden der Doppelhebel *c* eingreifen, auf welche die Bedienungshebel aufgesteckt werden. Das Gußstück *b* ist mit einer breiten Auflagerfläche gegen den Pfannenring geschraubt, damit es gut festsitzt. Will man den Stopfen in einer bestimmten Stellung feststellen, so bedient man sich der Flügelschraube *d*.

Fig. 338 bis 340.

Stopfen-Hebevorrichtung am Pfannenring (Benrath).



Außerdem mag noch auf die bereits früher[1]) dargestellte Stopfen-Hebevorrichtung von **Senssenbrenner** verwiesen sein, bei welcher der Stopfenhebel drehbar eingerichtet ist, so daß man auch an schwer zugänglichen Stellen gießen und der Gießmeister je nach Bedarf einen verschiedenen Stand nehmen kann; diese Forderung wird sehr häufig von den Stahlwerken gestellt. Ausführungen für den gleichen Zweck werden auch von andern Firmen hergestellt.

Gießwagen[1]).

Man unterscheidet zwei Arten von Gießwagen, die aus dem verschiedenen Grade der an den Wagen gestellten Ansprüche entstanden sind. Bei der einen hat die Pfanne außer der Fahrbewegung des Wagens nur eine hierzu rechtwinklige Bewegung, die aber nicht über die Breite des Wagens hinausgeht; diese Wagen bedienen lediglich eine zwischen den Schienen des Wagengleises liegende Gießgrube. Bei den Wagen der andern Art ist die Pfanne auf einem Ausleger untergebracht, der sich um eine auf dem Wagen stehende senkrechte Achse drehen kann, so daß außer dem Zwischenraum zwischen den Schienen auch noch zu beiden Seiten des Gleises ein dem Ausleger entsprechender Streifen bestrichen wird. Die Wagen der ersten Art sind lediglich für Martin-Werke, und zwar für kleinere Werke, geeignet; diejenigen der zweiten Bauart, bei denen vielfach der Ausleger noch in der Höhe verstellbar gemacht wird, kommen nicht nur für größere Martin-Werke, sondern auch für Thomas-Werke in Betracht, da bei ihnen die Pfanne, die auf dem Ausleger natürlich auch noch in radialer Richtung verschoben werden kann, volle Beweglichkeit im Raume besitzt und der Schnauze der Birne beim Entleeren überall folgen kann. Das Fassungsvermögen der Pfanne wird bei ihnen selten unter 20 t genommen. In beiden Fällen kommt noch eine Kippbewegung der Pfanne hinzu, die notwendig ist, um die Schlacke abzugießen, oder die Pfanne auszukratzen, zu reinigen und neu auszuschmieren, sowie sie bei Störungen oder Verstopfungen des Ausflusses usw. zu entleeren.

Die Unterschiede in den Anschaffungskosten sind naturgemäß sehr bedeutend; ein Wagen der einfacheren Bauart kann je nach dem Fassungsvermögen der Pfanne für 12000 bis 20000 ℳ geliefert werden, während ein Wagen der zweiten Form etwa 60000 ℳ und mehr erfordert.

Zunächst sollen einige Gießwagen der ersten, einfacheren Form besprochen werden.

Gießwagen einfachster Form sind diejenigen des **Neußer**

[1]) Z. 1903 S. 424.

[1]) Vergl. auch den Vortrag von Prof. Dr.-Ing. G. Stauber auf der letzten Hauptversammlung des Vereines deutscher Eisenhüttenleute, Z. 1907 S. 1040; ausführlich in Stahl und Eisen 1907 S. 965.



Eisenwerkes vorm. Rud. Daelen, die ich in meinem Düsseldorfer Ausstellungsbericht besprochen habe[1]). Während dort aber die pendelnde Aufhängung der Pfanne nur eine geringe seitliche Bewegung gestattet und die drehbare Lagerung des Tragringes auf einem Kugelkranz diesen Uebelstand nur teilweise beseitigt, da die Bedienung dieser Drehvorrichtung sehr umständlich und zeitraubend ist, außerdem die Bedienung des Stopfens erschwert, zeigt die Benrather Ausführung, Fig. 341 bis 345, eine bessere Lösung, indem die Pfanne in einer auf dem Wagengestell senkrecht zur Fahrtrichtung des Wagens verschiebbaren Katze aufgehängt ist. Bei der vorliegenden Ausführung ist nur für die Fahrbewegung des Wagens ein Motor M vorgesehen; die beiden andern Bewegungen, Verschieben der Pfannenkatze und Kippen der Pfanne, werden mit der Hand durch die Kurbeln b und c ausgeführt. Für die Fahrbewegung ist noch eine Notkurbel a vorgesehen; um diese zu benutzen, wird die Kupplung K_1 gelöst und K_2 eingeschaltet, Fig. 341 und 344. Die Pfanne hängt bei diesem Wagen so tief, daß sie nach einer seitlichen Verschiebung von 600 mm aus der Mitte an den Längsträger des Wagengestelles anstößt; die Spurweite von 2400 mm kann also nicht völlig ausgenutzt werden. Das kann man günstiger gestalten, wenn man die Pfanne etwas höher einhängt, so daß sie über den Rahmen hinweggeschoben werden kann; bei neueren Ausführungen ist diese Aenderung auch getroffen worden.

Der Motor zum Verfahren des Wagens läßt sich auch für das Verfahren der Pfanne auf dem Wagen mit benutzen, da diese beiden Bewegungen selten zusammen ausgeführt werden; Fig. 346 zeigt eine solche, ebenfalls von der Benrather Maschinenfabrik ausgeführte Einrichtung für eine Pfanne von 12 t Inhalt, bei der außerdem für die Kippbewegung der Pfanne ein weiterer Motor M_3 auf der Pfannenkatze aufgestellt ist. Der Motor $M_{1,2}$ treibt je nach der Stellung der Hülse K den Wagen oder verschiebt die Katze. Außerdem hängt hier die Pfanne in einem Pfannenring r, was für das Auswechseln sehr vorteilhaft ist, allerdings eine Mehrausgabe von etwa 1200 ℳ bedingt.

Fig. 346.

Einfacher Gießwagen für 12 t Inhalt mit völlig elektrischem Betrieb (Benrath).

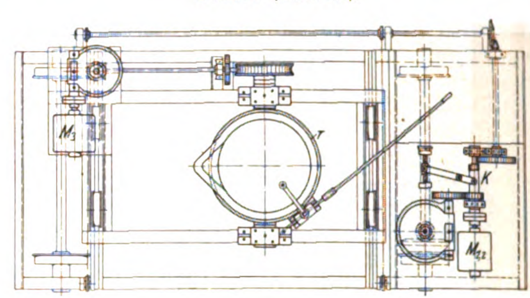
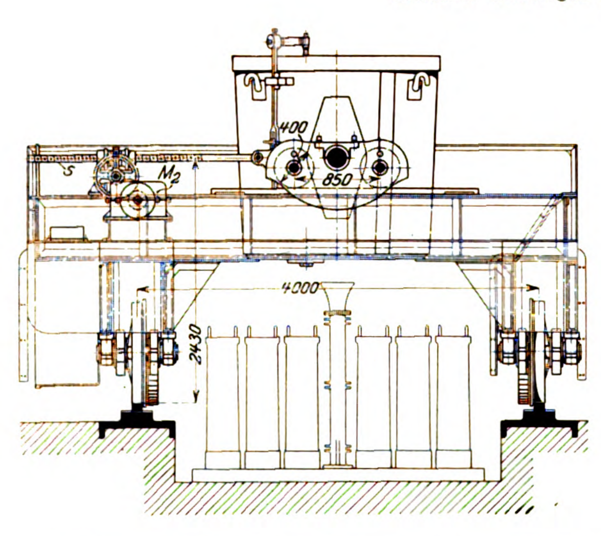
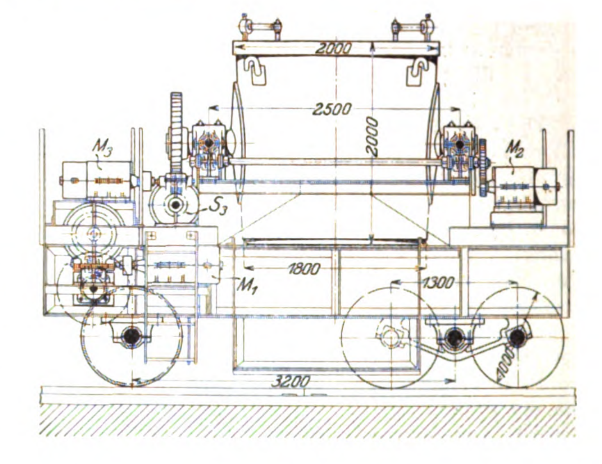
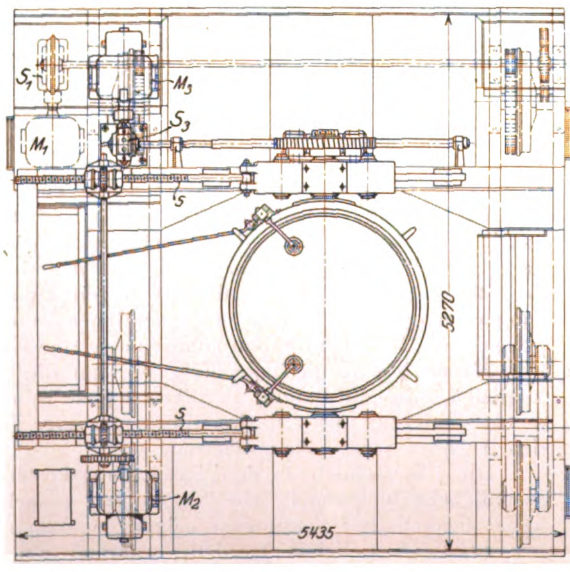


Fig. 347 bis 349.

Einfacher Gießwagen für 25 t (Stuckenholz).







Einen Gießwagen für eine Pfanne von 25 t Inhalt, den die Märkische Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G. gebaut hat, zeigen Fig. 347 bis 349. Die örtlichen Verhältnisse gestatteten nicht, die Gießgrube tief auszuschachten, und daher hat das Wagengestell die Form eines Portalkranes erhalten. Für den Antrieb der drei Bewegungen, der bei älteren Ausführungen durch einen Motor mit Wendegetrieben vorgenommen wurde, ist je ein Motor auf dem Gestell untergebracht. M_1 treibt mittels Schneckentriebes S_1 und doppelten Stirnradvorgeleges das eine der drei Räderpaare für das Verfahren des Wagens. Die Pfanne hängt mit den Zapfen, die hier nicht an einen Pfannenring, sondern mit schildförmigen Verbreiterungen unmittelbar an die Pfanne angesetzt sind, in zwei kleinen zweirädrigen Wagen, die mit Hülfe von Zugstangen s durch den Motor M_2 bewegt werden. Die Kippbewegung wird durch den Motor M_3 mittels zweier Schneckentriebe vorgenommen; die zweite Schnecke, die in ein in der Verlängerung des einen Zapfens sitzendes Schneckenrad eingreift, ist auf dem Pfannenwagen befestigt und verschiebt sich mit diesem auf einer an dem Wagengestell fest gelagerten Vierkantwelle. Die Einrichtungen für das Verschieben und für das Kippen der Pfanne entsprechen denjenigen des von mir früher beschriebenen Pfannenwagens für das Thomas-Werk der Gutehoffnungshütte[1]).

[1]) Z. 1903 S. 520.

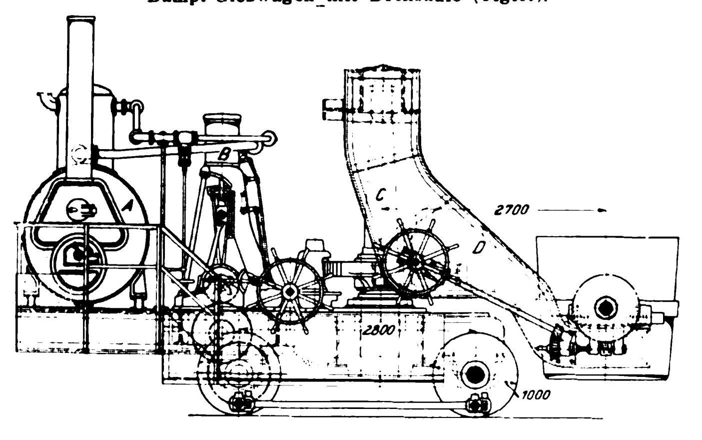
[1]) Z. 1902 S. 1543.

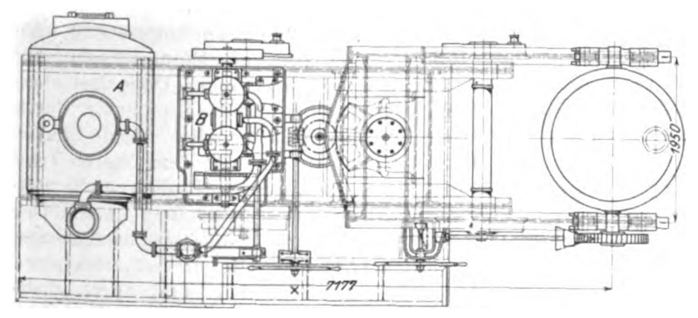
Wagen wie die beschriebenen sind naturgemäß weit davon entfernt, vollkommen zu sein; sie sind billig und daher namentlich für kleinere Betriebe zweckmäßig, mit der Billigkeit müssen aber gewisse Nachteile in den Kauf genommen werden, die bei kostspieligeren Ausführungen vermieden werden können und in größeren Betrieben auch vermieden werden müssen, wenn der Gießwagen den vermehrten Ansprüchen genügen und namentlich in Zeiten flotten Geschäftsganges den erhöhten Betrieb durchführen soll, ohne daß Betriebstörungen zu befürchten sind.

Ein Zwischenglied zwischen diesen Wagen einfacherer Bauart und denjenigen mit Mittelsäule ist die in meinem Düsseldorfer Ausstellungsbericht besprochene Bauart der Kölnischen Maschinenbau-A.-G.[1]), bei der die Pfanne allerdings eine Kreisbewegung um eine auf dem Wagen aufgestellte senkrechte Achse ausführt, jedoch nicht über die Schienen hinaus schwingt und somit lediglich eine Gießgrube zwischen den Schienen bestreicht.

Fig. 350 und 351.

Dampf-Gießwagen mit Drehsäule (Tigler).





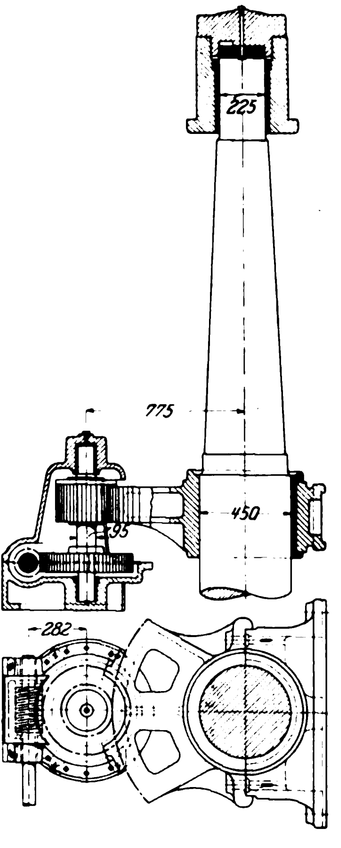
Einen solchen Wagen mit Dampfbetrieb, den die Maschinenbau-A.-G. Tigler (früher Moritz Tigler & Co.) in Meiderich a. Ndrh. gebaut hat, stellen Fig. 350 und 351 dar. Der zweiachsige Wagen trägt für das Verfahren einen Dampfkessel A mit Dampfmaschine B, welche die eine Achse mit doppelter Stirnradübersetzung treibt; die zweite Achse ist durch an den Rädern angreifende Kuppelstangen gleichfalls als Treibachse mit herangezogen. In einem zwischen die Längsträger des Wagenkastens eingebauten Gußstück ist eine Königsäule C mit langem Zapfen fest aufgestellt, um die sich der die Pfanne tragende Ausleger D dreht. Dieser Ausleger hat eine eigenartige Form erhalten, die darauf zurückzuführen ist, daß die Pfanne einmal von einem andern Wagen übernommen wird, der sie im Stahlwerk beim Einfüllen getragen hat, und daß ferner die Gußformen in einer Grube zwischen den Schienen des Wagens aufgestellt sind und daher keine große seitliche Verschiebung der Pfanne erforderlich ist. Die Schwenkbewegung des Auslegers wie auch die Kippbewegung der Pfanne werden von einer seitlich am Wagen angebauten Führerbühne aus bedient, von der aus eine Treppe zum Maschinistenstand für die Bedienung des Kessels und der Dampfmaschine für die Fahrbewegung des Wagens führt. Infolge der eigenartigen Form des Auslegers, die eine geringe Baulänge des Wagens ermöglicht, wird die Königsäule in beiden Halslagern durch seitliche Drücke beansprucht; das obere Halslager ist außerdem als Spurlager ausgebildet, um das Gewicht des darübergehängten Auslegers aufzunehmen. Beide Lager sind in Fig. 352 und 353 dargestellt. Das obere hat eine durch einen Ansatz bei der Schwenkbewegung mitgenommene Spurpfanne aus Phosphorbronze und eine Rotgußbüchse für den eigentlichen Halslagerzapfen, das untere hat an der unter Druck stehenden Seite eine Rotguß-Lagerschalenhälfte erhalten; die Zapfenlängen sind, um geringen Verschleiß zu haben, ziemlich groß gewählt.

[1]) Z. 1903 S. 425.

Die ersten Wagen mit einem um eine Mittelsäule drehbaren Pfannenträger, bei denen die Pfanne über den größten Teil des Kreises schwingt, hatten nach dem Vorbilde des Mittelpunktkranes in den Gießgruben der alten Bessemer-Werke eine auf dem Wagengestell feststehende hohle Säule als Tauchkolben eines Preßwasserzylinders, der den Ausleger mit der auf der Laufkatze gelagerten Pfanne trug[1]). Der bemerkenswerteste Teil der Gießwagen mit drehbarem Pfannenträger ist die Mittelsäule, zumal wenn für die Hubbewegung Preßwasser verwendet ist; sie ist daher in den folgenden Besprechungen ausgeführter Gießwagen besonders berücksichtigt worden. Ihre konstruktive Durchbildung hängt von den Anforderungen ab, die in jedem besonderen Fall an den Wagen gestellt werden, und hierin sind zum Teil die Unterschiede in der Bauart begründet.

Fig. 352 und 353.

Königsäule zu Fig. 350.

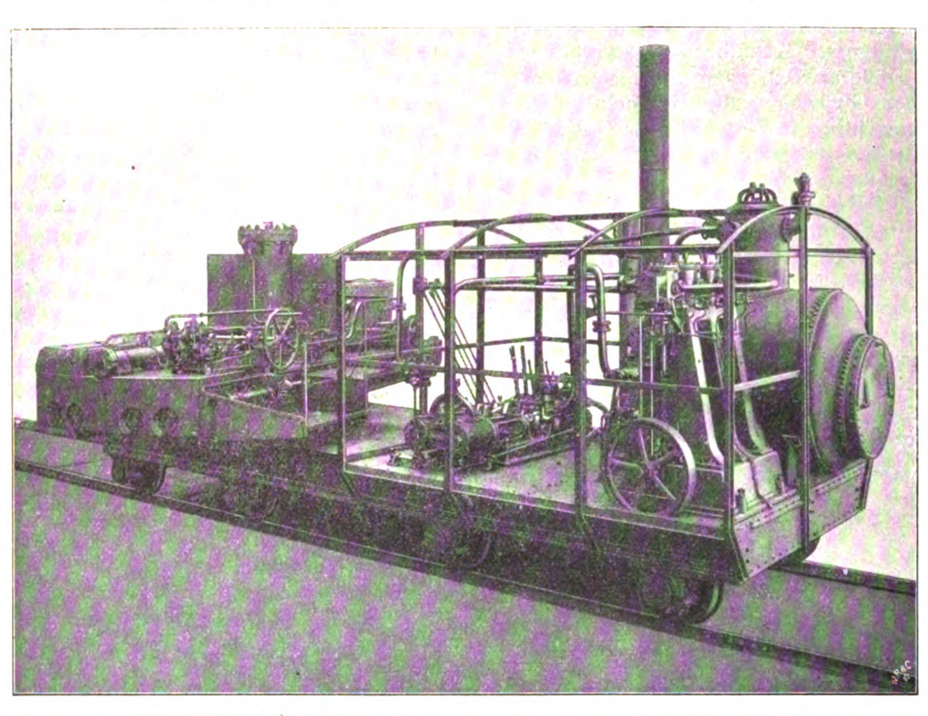


Man hat gegen die Verwendung von Preßwasser mancherlei Einwendungen gemacht, namentlich seitdem die Stahlwerke infolge der Einführung des elektrischen Betriebes mehr und mehr zur elektrischen Kraftübertragung übergegangen und bei den Kranen der Einheitlichkeit wegen die Preßwassereinrichtungen fast ganz fortgefallen sind. Demgegenüber muß betont werden, daß der Preßwasserbetrieb bei Gießwagen im allgemeinen bei sachgemäßer Behandlung Anstände nicht ergeben hat. Da das Preßwasser auf dem Ausleger selbst erzeugt wird — ob durch eine Dampfmaschine oder einen Elektromotor bleibt gleichgültig —, so sind Rohrleitungen von nennenswerter Länge nicht vorhanden, und die Gefahr des Einfrierens, die am meisten gegen Preßwasserbetrieb spricht, ist bei einem Zusatz von Oel oder Glyzerin zum Wasser während des Betriebes nicht zu fürchten. Wenn weiter darauf geachtet wird, daß der Maschinist bei längeren Stillständen das Wasser abläßt — um das ölhaltige Wasser nicht zu verlieren, kann man hierfür einen bestimmten Behälter vorsehen, aus dem das Wasser bei Inbetriebsetzung wieder entnommen wird —, so ist auch hierbei keine Gefahr durch Frostwirkung zu befürchten. Das unvermeidliche Leckwasser ist ebenfalls nicht bedenklich, da in den Gießhallen doch stets reichlich mit Wasser gespritzt wird. Der Preßwasserbetrieb hat aber mancherlei Vorzüge, namentlich Einfachheit in der Bedienung und Betriebsicherheit, die an dieser

[1]) Vergl. den Gießwagen im Thomaswerk der Gutehoffnungshütte, Z. 1902 S. 1543.

Fig. 354.

Gießwagen mit Dampf- und Preßwasserbetrieb, ältere Form (Tigler).



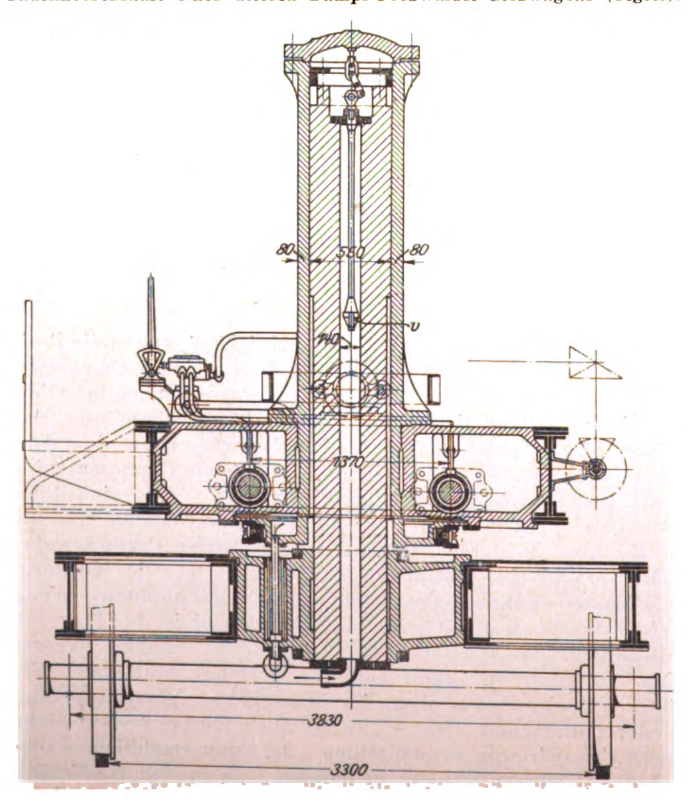
Stelle, von deren guter Wirksamkeit doch sehr viel abhängt, wohl zu berücksichtigen sind.

Neben der Märkischen Maschinenbauanstalt hat sich vornehmlich die Maschinenbau-A.-G. Tigler mit dem Bau von Stahlgießwagen beschäftigt. Die älteren Wagen mit Dampf- und Preßwasserbetrieb entsprechen der Bauart nach Fig. 354. Von den beiden gekuppelten Wagen trägt der eine den liegenden Rauchrohrkessel, die Dampfmaschine zum Verfahren des Wagens und die Preßwasserpumpe, während auf dem anderen Wagen der Mittelzapfen des Gießpfannenträgers steht. Der Raddruck beträgt bis 20 t. Der hohen Belastung entsprechend, sind die Achsen äußerst sorgfältig durchgebildet; die obere Lagerschale aus Phosphorbronze ist breit und hat doppelte Schmierung, von oben gewöhnliche Dochtschmierung durch mehrere Dochte und von unten selbsttätige Rollenschmie-



Fig. 355.

Tauchkolbensäule eines älteren Dampf-Preßwasser-Gießwagens (Tigler).



rung; die untere Lagerschale ist ausgearbeitet und in die so geschaffene Höhlung eine in Oel laufende Rolle eingesetzt, deren Bügelhalter durch Federn gegen die Achse gepreßt wird (vergleiche die weiter unten beschriebene Ausführung). Nach außen haben die Lager Schutzkappen.

Die Tauchkolbensäule mit übergestülptem Zylinder ist in Fig. 355 für sich dargestellt. Sie ist aus Schmiedestahl gefertigt, und ihre Bohrung ist nur um weniges weiter als diejenige der Preßwasserzuleitung. Die Preßwasserpumpe ist eine stehende Drillingspumpe; sie entnimmt das Wasser einem unter ihr in das Wagengestell eingebauten Rücklaufbehälter[1]) **und drückt es durch ein Rückschlagventil und eine Steuervorrichtung nach der Tauchkolbensäule, in deren Bohrung es von unten eingeführt wird. Bei leerer Pfanne arbeitet die Preßwasserpumpe mit 15 bis 18 at, bei gefüllter Pfanne steigt die Pressung auf 24 bis 26 at. Wenn der Zylinder in die höchste Stellung gehoben ist, schließt ein in seinem Innern eingehängter Abschlußkolben *v*, Fig. 355, die Zuflußöffnung an der Spitze der Säule ab und verhütet sein Uebertreiben.**

Die Hubbewegung wird von dem hinteren Wagen aus bedient. Die übrigen auf dem Ausleger untergebrachten Bewegungseinrichtungen für das Schwenken, das Vor- und Zurückziehen der Pfanne sowie deren Kippbewegung werden auf dem Ausleger selbst von einer seitlich angesetzten Führerbühne aus gesteuert; hierbei sind die Steuerschieber für die beiden ersteren Bewegungen zu einem Doppelschiebergehäuse zusammengebaut, während der Kippmotor durch einen besondren Absperrschieber bedient wird. Beide Steuereinrichtungen erhalten ihr Preßwasser von dem oberen Teile des Hubzylinders her, was, da sie die Hubbewegung mitmachen, durch eine feste Rohrleitung geschehen kann. Der Doppelschieber, Fig. 356 bis 358, hat eine sehr zusammengedrängte einfache Ausführungsform. Die in schmiedeiserne Schieberringe eingelegten Rotgußschieber sind durch Blattfedern entlastet; an den Schieberringen greifen die Schieberstangen an, die an der andern Seite des Schieberkastens zur Entlastung in Stopfbüchsen durchgeführt sind. Als Dichtungen werden Lederstulpen mit Grund- und Deckring verwendet.

Für die Kippbewegung ist ein umsteuerbarer Zwillings-Differential-Preßwassermotor, Fig. 359 und 360, gewählt, der einen Absperrschieber *a* und zwei umsteuerbare Drehschieber *b* besitzt. Dieser Motor hat sich sehr gut bewährt und ist bei den meisten älteren von Tigler gebauten Gießwagen, die ihn anfänglich noch nicht hatten, nachträglich eingebaut worden. Die Anwendung eines Preßwassermotors anstatt eines Zylinders mit Tauchkolben wie bei der Schwenkbewegung und dem Pfannenverfahren erscheint auf den ersten Blick sonderbar; sie wird erklärlich dadurch, daß man die Kippbewegung im Notfalle mit der Hand vornehmen will, um ein Einfrieren der Pfanne unter allen Umständen zu vermeiden. An diese Einrichtung schließt sich der Antrieb durch einen Drehmotor am besten an. Der geringe Wirkungsgrad des Preßwassermotors ist belanglos, da das Pfannenkippen verhältnismäßig selten vor genommen wird. In senkrechter Stellung wird die Pfanne durch einen Haken gehalten, der vor dem Anlassen der Kippbewegung ausgehoben werden muß.

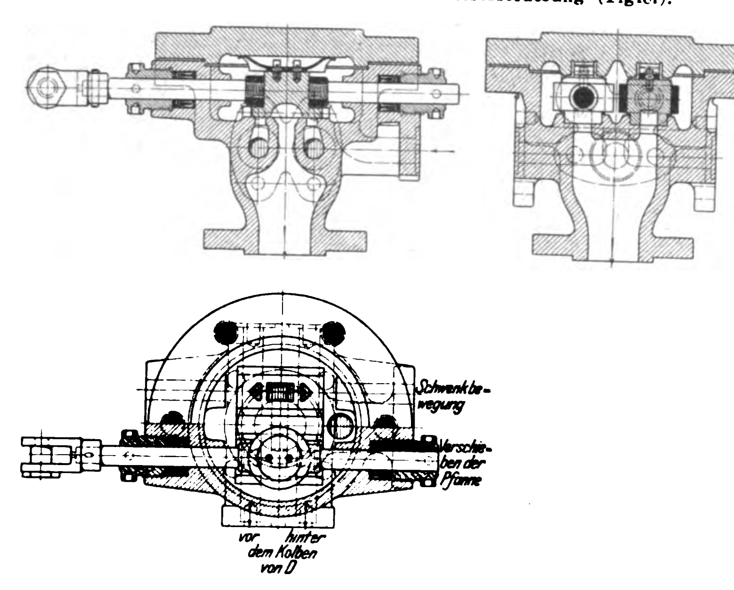
[1]) Für den Kessel ist ein besonderer Speisewasserbehälter ebenfalls in das Rahmengestell eingebaut.



Während das Rücklaufwasser der Hubbewegung durch die Steuervorrichtung zum Rücklaufbehälter geleitet wird, läuft das der Preßwasserzylinder für die übrigen Bewegungen frei ab in das schalenförmig ausgebildeten Kettenrad der Schwenkbewegung, das am Fuß der Tauchkolbensäule sitzt und von dort durch ein der Hubbewegung wegen als

Fig. 356 bis 358.

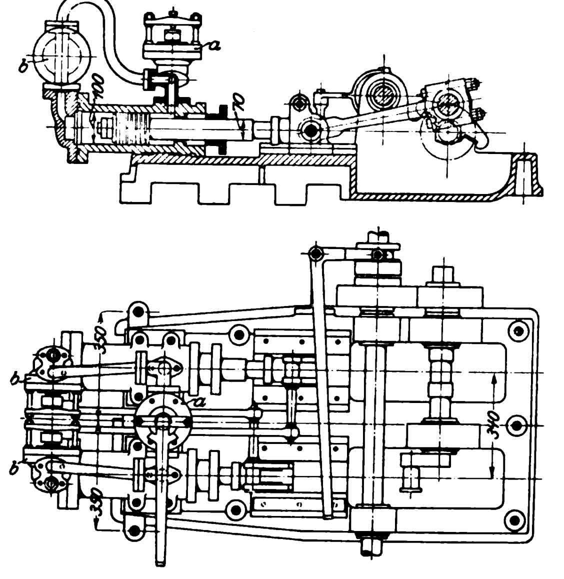
Doppelschiebergehäuse für Preßwassersteuerung (Tigler).



Posaunenrohr ausgeführtes Abfallrohr, das, da hier kein Druck herrscht, eine besondere Dichtung nicht zu haben braucht; es ist einfach aus Gasrohrstücken mit aufgezogenen Bunden, Fig. 361, hergestellt, und die Zahl der übereinander gesteckten Rohre richtet sich nach der Hubhöhe.

Fig. 359 und 360.

Zwillings-Differential-Preßwassermotor für Kippbewegung (Tigler).



Die üblichen Arbeitsgeschwindigkeiten von Gießwagen derartiger Bauart sind:

Verfahren des Wagens	60 bis 80 m/min
Hubbewegung	1,5 »
Verschieben der Pfanne	6 bis 8 »
Schwenkbewegung	180° in rd. 20 sk [1])
Kippen der Pfanne	rd. 30 sk

Ein solcher Wagen erfordert, wie bereits angedeutet, zwei Führer, einen auf dem Unterwagen, welcher Kessel, Fahrmaschine, Pumpe und Hubbewegung, einen zweiten auf dem Ausleger, der die Schwenkbewegung, das Verschieben der Pfanne auf dem Auslegerarm und die Kippbewegung bedient.

Die Märkische Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G., welche Wagen dieser Bauart ebenfalls bis heute noch in größerer Zahl ausgeführt hat, bildet neuerdings die Koenigsäule als Differential-Tauchkolben aus, Fig. 362, wodurch eine gleichbleibende Führungshöhe bei verschiedener Höhenlage des Auslegers erreicht wird.

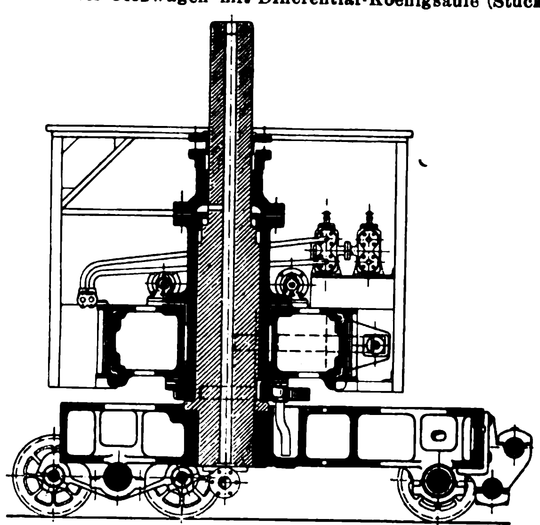
Fig. 361.

Posaunen-Abfallrohr (Tigler).

Durch die Einführung des elektrischen Antriebes ist dem Dampfantrieb ein erheblicher Wettbewerb entstanden. Die älteren Ausführungen der Dampf-Preßwasser-Gießwagen hatten gegenüber den elektrisch betriebenen den Nachteil, daß sie die gesamte für die Krafterzeugung notwendige Einrichtung: Kessel, Dampfmaschinen, Pumpen usw., mitschleppen mußten und dementsprechend sehr viel Platz erforderten. Es kam hinzu, daß es gerade dem elektrischen Antrieb leicht ist, die Geschwindigkeiten zu erhöhen und damit die Wagen leistungsfähiger zu machen, was bei den Vergrößerungsbestrebungen im Eisenhüttenwesen stark in die Wagschale fiel, insbesondere im Bessemer- und Thomas-Werk, wo bis zu der meist in der Verlängerung der Birnenhalle liegenden Gießhalle ein mit der Vergrößerung des Werkes ständig wachsender Weg zurückgelegt werden muß. Und doch ist die Unabhängigkeit des mit seinem eigenen Dampfkessel und Kraft-

Fig. 362.

Dampf-Preßwasser-Gießwagen mit Differential-Koenigsäule (Stuckenholz).

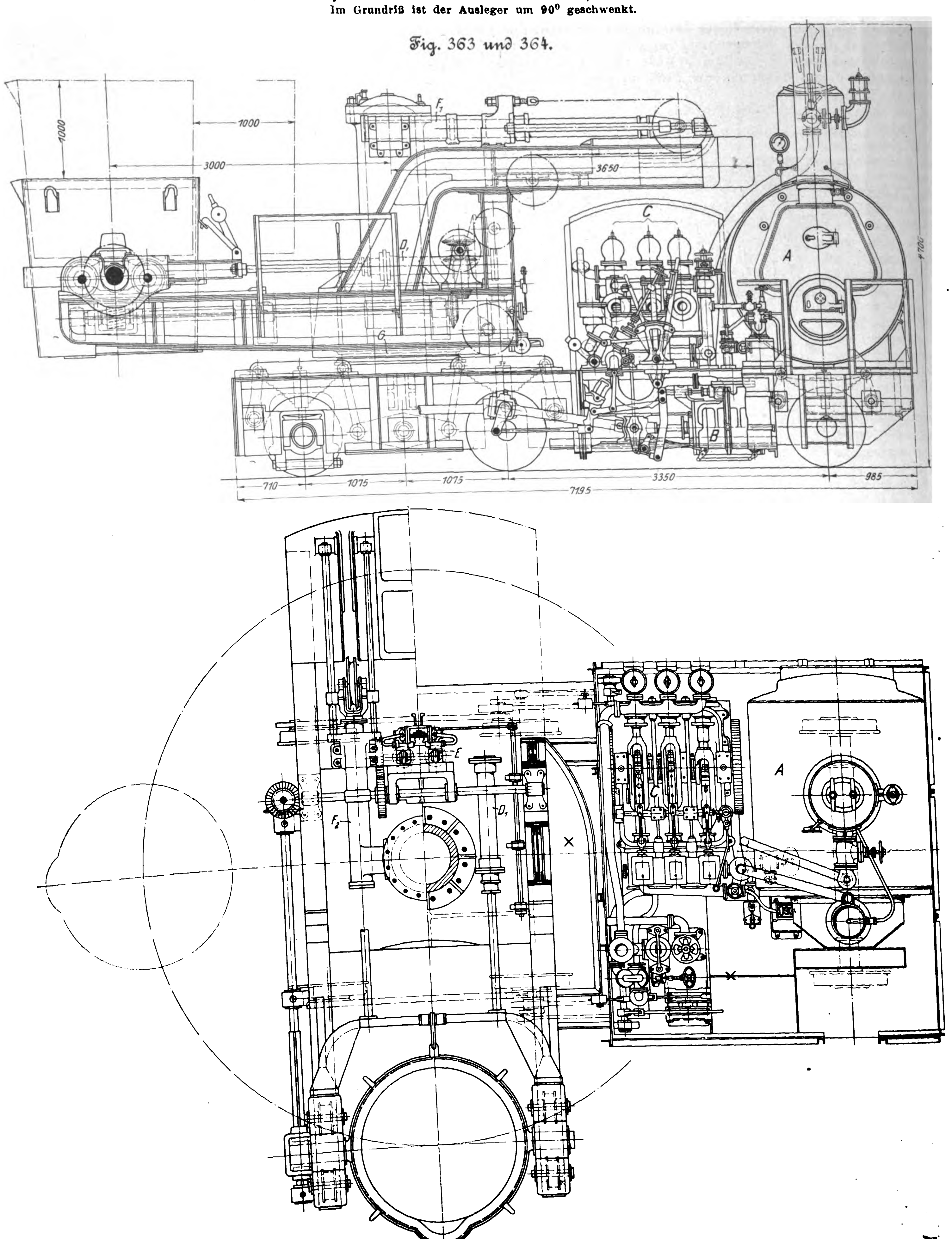


werk ausgerüsteten Dampf-Preßwasser-Gießwagens von großem Vorteil gegenüber dem von Störungen in der elektrischen Krafterzeugung und -verteilung abhängigen elektrischen Gießwagen, und so kommt es, daß die örtlichen Verhältnisse mancher Hüttenwerke immer noch die Wahl zugunsten dieser Bauart entscheiden. Der Wettbewerb des elektrischen Antriebes hat aber die schwerfälligen Konstruktionen neuzeitlichen Anforderungen angepaßt, insbesondere die Fahrgeschwindigkeit gesteigert, und in zusammengedrängtem Bau ist der Raumbedarf verringert worden.

Fig. 363 bis 366 zeigen eine neuere Ausführung der Maschinenbau-A.-G. Tigler, die diese Kennzeichen trägt, ebenfalls für 20 t Pfanneninhalt. Der dreiachsige Unterwagen hat durchgehende Längsträger in der Form von Kastenträgern. Der liegende Rauchröhrenkessel *A* ist am hinteren Ende aufgebaut. Seitlich außen nach Lokomotivbauart sind die Treibzylinder *B* gelagert, deren Kolbenstangen mittels Kreuzkopfes und Pleuelstange die mittlere Achse treiben, mit der die vordere gekuppelt ist, während die hintere, unter dem

[1]) Die Schwenkbewegung erstreckt sich über 240°.

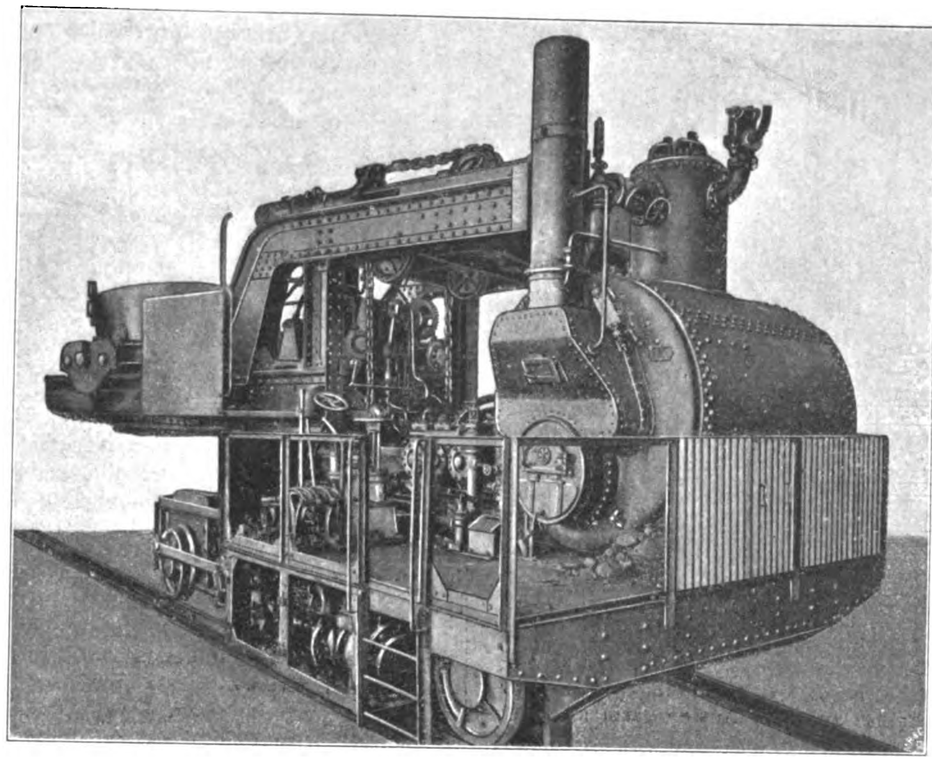
Fig. 363 und 364. Gießwagen mit Dampf- und Preßwasserbetrieb für 20 t Inhalt, neuere zusammengedrängte Form (Tigler). Im Grundriß ist der Ausleger um 90° geschwenkt.

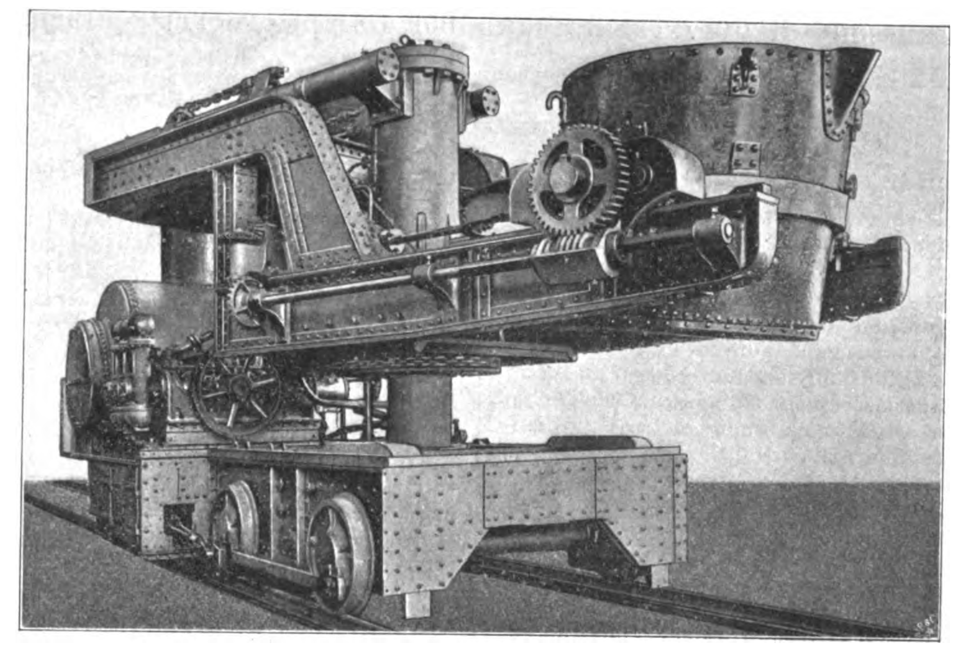


Kessel liegende Achse nur als Laufachse dient. Sämtliche Achsen sind überaus kräftig abgefedert, damit auch bei hoher Fahrgeschwindigkeit ein ruhiges Fahren gesichert ist; zwischen die beiden Federn der Treibachsen ist ein Ausgleichwagebalken eingeschaltet. Die Laufachse ist für sich abgefedert. Der höchste Federausschlag beträgt 20 mm; wird er überschritten, so legen sich die Träger auf die Achslager auf. Dasselbe geschieht, wenn die Federn schlaff werden sollten oder eine Feder bricht, ohne daß dadurch der Wagen betriebsunfähig wird. Der hohen Belastung wegen sind auch hier wieder die Achslager sorgfältig durchgebildet; sie haben wie diejenigen des vorher beschriebenen Wagens doppelte Schmierung durch Dochte und eine unten angeordnete Rolle, s. Fig. 367 und 368. Insbesondere zeigen die Figuren, wie die unten angeordnete Rolle in einem Rahmen gelagert ist, der durch eine Feder in die Höhe gehoben wird, so daß die Rolle stets an der Achse anliegt. Die Achslager werden in Stahlgußstücken geführt, die in die Längsträger eingebaut sind. Als Räder werden Stahlgußvollräder verwendet, da sich Radreifen nicht bewährt haben; für den Stahlguß werden 60 bis 70 kg/qmm Festigkeit vorgeschrieben. Die Federung der Achsen hat besonders den Zweck, die Lebensdauer der Stahlgußräder zu erhöhen. Die Lokomotivzylinder wie auch die vorderen gekuppelten Radsätze sind mit Blechmänteln verkleidet und so vor dem in der Gießhalle umherspritzenden flüssigen Eisen, Schlacke und Wasser geschützt; diese Verkleidung kann man leicht abnehmen, um die Teile nachsehen zu können. Die Antriebmaschine hat eine Heusinger-Steuerung, die 95 vH größte Füllung gestattet. Auf diese Weise wird ruhiges, stoßfreies und schnelles Anfahren erzielt, der Wagen erreicht schnell seine Höchstgeschwindigkeit und ist ebenso schnell wieder anzuhalten. Das ist für das Fahren von der Birnenhalle zur Gießhalle und zurück von Wichtigkeit, während für das Fahren von Gußform zu Gußform die leichte Steuerbarkeit von Vorteil ist, die bei dieser unmittelbaren Antriebweise ebenfalls in höherem Maße vorhanden ist als bei der vorher dargestellten Uebertragung der Bewegung durch mehrere Zwischenglieder. Die Fahrgeschwindigkeit des Wagens ist gegenüber dem vorher beschriebenen auf 80 bis 100 m/min gesteigert, während die übrigen Arbeitsgeschwindigkeiten die gleichen geblieben sind.

Fig. 365 und 366.

Gießwagen mit Dampf- und Preßwasserantrieb (Tigler).

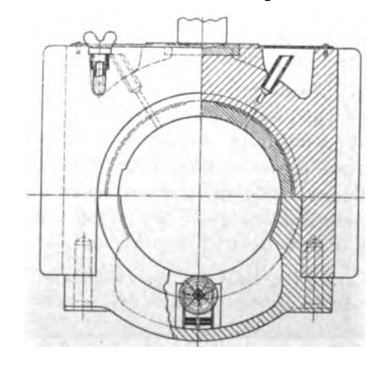




Die Preßpumpe C ist hier als liegende Drillingspumpe, der Preßwassermotor E für die Kippbewegung als stehender Zwillingsmotor ausgeführt, der, weil schlecht zugänglich, nicht umsteuerbar ist, sondern mit Hülfe eines Wendegetriebes arbeitet. Die Kippbewegung wird wiederum unter Zwischenschaltung mehrerer Getriebe auf die Pfanne übertragen. Auf dem Wagen befindet sich ein Führer, der auch den Kessel bedient; ein zweiter ist auf dem Ausleger erforderlich und hat seinen Stand auf einer seitlich angebrachten Bühne. Der Ausleger wird durch zwei hinten nach oben gekröpfte Träger aus Eisenkonstruktion gebildet, die an ein kräftiges Gußstück angeschraubt sind, das an dem Preßwasserzylinder der Mittelsäule hängt. Die vorderen Arme tragen die Pfanne, die hinteren hochliegenden Arme das Gegengewicht

Fig. 367 und 368.

Achslager für Gießwagen (Tigler).



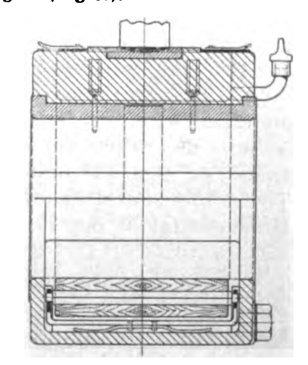
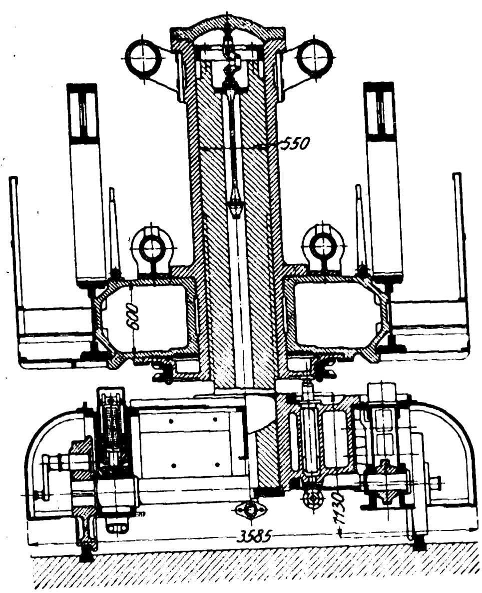




Fig. 369.

Tauchkolbensäule zu Fig. 363 (Tigler).

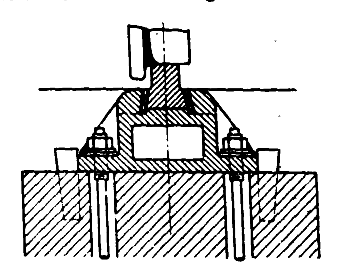


und die Preßwasserzylinder F_1 und F_2 für die Schwenkbewegung. Die Kolben dieser Zylinder schwenken den Ausleger mit Hülfe einer Kette, die um das an der Drehbewegung nicht teilnehmende Kettenrad G geschlungen ist. Für die Verschiebung der Pfanne auf dem Auslegerarm sind bei dieser Ausführung zwei Preßwasserzylinder D_1 und D_2 angeordnet. Durch das Hochziehen des hinteren Auslegerarmes wird die Längsausdehnung stark verkürzt.

Der wichtigste Teil, die Tauchkolbensäule, ist in Fig. 369 für sich im Schnitt dargestellt, wobei besonders auf den

Fig. 370.

Gleiskonstruktion mit Röchlingscher Vollschiene.



Unterwagen und die federnde Lagerung der Achsen aufmerksam gemacht sei. Der Schnitt ist im Wagen auf der einen Seite durch die Zylindermitte, auf der andern Seite durch eine Treibachse gelegt. In den Einzelheiten entspricht im übrigen diese Ausführung derjenigen des vorher beschriebenen Wagens.

Beachtenswert ist endlich noch die Gleiskonstruktion, Fig. 370, welche die Röchlingsche Vollschiene auf Längsschwellen zeigt, auf denen sie durch Knaggen in 0,5 m Abstand gehalten wird.

(Fortsetzung folgt.)

Stau- und Regelvorrichtungen bei Dampffördermaschinen.[1]

Von Regierungsbaumeister **Grunewald**.

(Vorgetragen am 6. Februar 1907 im Aachener Bezirksverein.)

I. Allgemeine Erwägungen.

Einleitend hebe ich einige wesentliche, wenn auch bekannte Eigenschaften der elektrischen Förderung hervor, um die zu besprechenden Neuerungen bei Dampfanlagen im Gegensatz dazu nachher zu begründen.

Die günstigen Ergebnisse der Dampfverbrauchversuche an der elektrischen Fördermaschine auf Zeche Zollern II[2]) bilden den Ausgangspunkt für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit elektrischer Fördermaschinen. Die außerordentliche Verschiedenheit der Verbrauchzahlen während der einzelnen Schichten und während der Seilfahrt hat gezeigt, daß die Wirtschaftlichkeit abhängig ist von der Anzahl der Züge, die in der Zeiteinheit gemacht werden. Der Wirkungsgrad sinkt stark bei Verringerung der Zügezahl. Dieser Umstand spielt besonders insofern eine bedeutende Rolle, als in der ersten Zeit der Inbetriebnahme, wo die Anlagen unter Tage noch nicht vollständig ausgebaut sind und die Fördermaschine nicht voll beansprucht wird, das höhere Anlagekapital durch günstige Verbrauchwerte amortisiert werden soll.

Die Wirtschaftlichkeit der elektrischen Fördermaschine ist demnach abhängiger von einem flotten Betrieb als diejenige der Dampffördermaschine, da bei längeren Pausen die Verluste durch Niederschläge in den Leitungen nicht so hoch veranschlagt werden können wie die Leerlaufverluste des Schwungradumformers.

Verbesserungen von weittragender Bedeutung sind bei der elektrischen Fördermaschine wohl kaum zu erwarten; dafür ist aber der Erfolg der ersten Versuche großartig zu nennen, zumal es sich auf Zollern II um die verhältnismäßig kleine Teufe von 293 m handelte. Diese außerordentlich wertvolle Unabhängigkeit des Energieverbrauches von der Größe der jeweiligen Teufe hat ihren Grund in der bekannten, geradezu idealen Führung der elektrischen Fördermaschine.

Jeder Stellung des Maschinisten-Handhebels entspricht eine bestimmte Fördergeschwindigkeit, die sich nicht nach der vorliegenden Belastung richtet; ja, es können sogar Lasten eingehängt sein, ohne daß nennenswerte Verluste in Widerständen auftreten.

Die elektrischen Fördermaschinen zeichnen sich ferner durch eine große Ruhe des Ganges aus. Die Fördermotoren haben ein konstantes Drehmoment; man nimmt daher die Massen der rotierenden Teile so gering als möglich, unterteilt die Anker der Motoren, um ein geringes Schwungmoment GD^2 zu erhalten, und wählt eine leichte Treibscheibe von nicht größerem Durchmesser, als es die Gefahr des Seilrutschens zuläßt. Unruhiger Gang, Schleudern und somit starke Abnutzung der Förderseile und Tanzen der Förderkörbe ist nämlich nicht zu befürchten.

Beim Vergleich der Wirtschaftlichkeit von elektrischen und Dampf-Förderanlagen muß im Gegensatz zu den Versuchen auf Zollern II auf die Ergebnisse der Versuche auf Zeche Werne hingewiesen werden[1]), die Professor Wallichs an einer von der Friedrich Wilhelms-Hütte in Mülheim (Ruhr) gebauten modernen Zwillings-Tandem-Fördermaschine vorgenommen hat. Selbst wenn für den geringen Betrieb während der Nachtzeit ein ebenso großer Zuschlag wie in Zollern II (von 15 vH) zu den am Tage in achtstündiger Schicht ermittelten Verbrauchzahlen gemacht wird, bleibt der Dampfverbrauch für die Schachtpferd-Stunde in 24 stündiger Schicht noch um 5,1 vH unter demjenigen der elektrischen Fördermaschine.

Natürlich muß berücksichtigt werden, daß derartige Vergleiche keinen Anspruch auf Genauigkeit machen können, da beim Erzielen niedriger Verbrauchwerte viele Faktoren mitsprechen: Größe der Teufe, System der Trommel und des Seilausgleiches, Aufsatzvorrichtungen, Schachtbeschaffenheit,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Bergbau) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

[2]) s. Z. 1905 S. 1689.

[1]) Z. 1907 S. 10, 77.



Vorrichtungen zum Abziehen der Wagen usw. All diese Punkte beeinflussen die Wirtschaftlichkeit erheblich.

Mit welchen Mitteln Professor Wallichs das erwähnte günstige Ergebnis erzielt hat, ist ebenfalls in dieser Zeitschrift 1907 Nr. 1 eingehend dargetan. In der Hauptsache handelt es sich darum, die Expansionsenergie von hochgespanntem, überhitztem Dampf so weit, wie es eben bei umsteuerbaren Maschinen mit starken Belastungsschwankungen möglich ist, auszunutzen.

Wenn ich nun bei der elektrischen Fördermaschine auf die beiden wichtigen Punkte: Teufe und Masse, noch einmal besonders hingewiesen habe, so geschah dies, um die ganz andre Rolle zu kennzeichnen, welche Teufe und Masse bei den Dampffördermaschinen spielen. Soviel steht jedenfalls fest, daß die Expansionsenergie des Dampfes um so mehr ausgenutzt werden kann, je größer die Teufe ist.

Wenn man weiterhin die Masse der rotierenden Teile sehr klein wählt, um eine billige Konstruktion und bei einer bestimmten Maschinenleistung eine größere Beschleunigung während des Anfahrens und eine größere Verzögerung während des Auslaufens der Maschine zu erhalten, muß man notwendig einen unruhigen Gang der Maschine und ein unzulässig starkes Schleudern der Seile in den Kauf nehmen, besonders wenn man gleichzeitig große Zylinderabmessungen gewählt hat, also mit kleinen Füllungen fährt und die Expansionskraft des Dampfes gut ausnutzt.

Es ist daher besonders charakteristisch, daß man in neuerer Zeit in einigen Fällen statt der leichten Treibscheibe Schwungrad-Treibscheiben mit Stahlgußkranz und schmiedeisernen Armen (nach Fig. 24 und 25) ausführt, die Massen also wieder absichtlich vergrößert. Daß man die großen Massen, besonders die der Trommelmaschine, vollständig beherrschen lernt, ist auch von bergmännischem Standpunkt aus von größtem Interesse. Will man mit 2 Körben eine regelrechte Förderung von verschiedenen Sohlen ausführen, so ist die zylindrische Trommel ohne Unterseil zweifellos die wirtschaftlichste Anordnung. Die bevorzugte Koepe-Scheibe kann dann nicht, oder wenigstens nur unter Anwendung ungeeigneter Konstruktionen, benutzt werden.

Es mag noch auf einige andre Eigenschaften, die bei Dampffördermaschinen gerade in Rücksicht auf die günstigen Ergebnisse der elektrischen Anlagen besonders erstrebenswert sind, hingewiesen werden. Man muß dafür Sorge tragen, daß die größte Fördergeschwindigkeit nicht zu hoch über der mittleren liegt, daß also das Verhältnis der größten zur mittleren Geschwindigkeit gering wird. Ferner ist die Fahrdauer eines jeden Zuges abzukürzen, um die Leistungsfähigkeit der Maschine zu erhöhen. Dies muß erreicht werden durch genaueres Fahren ohne Vergrößerung der Füllungen und ohne jeden Mehraufwand von Dampf. Bei dieser genaueren Führung muß gleichzeitig jede Drosselung des Frischdampfes ausgeschlossen sein; kleine Leistungen müssen durch kleine Zylinderfüllungen erreicht werden.

Wenn nun auch bei Paradeversuchen, also bei genauer Kontrolle der Führung der Maschine, günstig gefahren wird, so ist es doch anderseits eine bekannte Tatsache, daß der Maschinist bei unrichtiger Führung auch bei einer modernen Dampffördermaschine noch sehr unwirtschaftlich fahren kann. Weil es dem Führer bequemer ist, fährt er heute noch in den weitaus meisten Fällen mit Drosselung und gibt, um schneller und genauer fahren zu können, Gegendampf. Hier nützen weise Vorschriften nichts. Der Konstrukteur hat also in erster Linie darauf zu achten, daß die für den Maschinisten bequemste Führung auch in allen Fällen die wirtschaftlichste ist, wie es bei der elektrischen Fördermaschine zutrifft.

Häufig fordert der Betriebsführer vom Maschinisten, wenn in der Grube viele Kohlen anstehen, daß er möglichst viel in kurzer Zeit herausschafft. Dann wird der Maschinist zur Abkürzung der Dauer eines jeden Zuges Gegendampf geben, und es kann unter Umständen hierin eine größere Wirtschaftlichkeit in betriebstechnischer Hinsicht liegen, selbst wenn durch das an sich unvorteilhafte Fahren mehr Dampf für die Schachtpferd-Stunde gebraucht wird. Beim Einhängen von Lasten ist gleichfalls Gegendampf erforderlich, wenn bei unvollkommenem Seilausgleich der niedergehende Korb durch das zunehmende Seilgewicht das Uebergewicht bekommt.

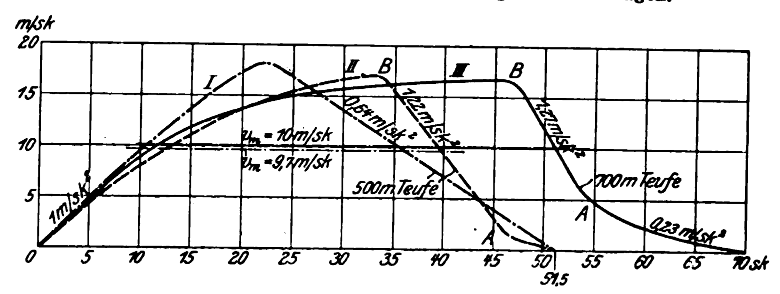
Obwohl mit Gegendampfgeben besonders bei Trommelmaschinen ein beträchtlicher Zeitgewinn erzielt wird, werden später zu besprechende, von mir ausgeführte Versuche darlegen, daß bedeutend mehr Dampf für die Einheitsleistung verbraucht wird. Es muß nämlich während der Anfahrzeit mehr Dampf aufgewandt und die dadurch erzielte Mehrleistung später durch Neuaufwand von Dampf wieder abgebremst werden.

Gegendampf wird seltener bei Treibscheibenmaschinen gegeben, obwohl er auch hier von den Maschinisten keineswegs ganz vermieden wird, jedenfalls nicht bei flottem Betriebe.

Wird der Führer einer Koepe-Maschine, zumal bei Paradeversuchen, dazu angehalten, unter keinen Umständen Gegendampf zu geben, so ergibt sich eine besonders charakteristische Eigenschaft fast sämtlicher Geschwindigkeitsdiagramme. Die Geschwindigkeitsdiagramme, welche bei den zahlreichen Versuchen von Hoffmann[1]) und auch bei dem Versuch auf Zeche Werne aufgezeichnet worden sind, zeigen alle, entsprechend Fig. 1 Kurve II und III, bei *A* einen Knick, d. h. der Führer fährt besonders langsam in die Hängebank ein. Es hat sich in vielen Fällen ergeben, daß die Zugdauer einer schweren Trommelmaschine (Kurve I) ebenso groß ist wie die einer leichten Treibscheibenmaschine (Kurve II). Der Grund für die langsame Einfahrt liegt darin, daß der Führer, da er ja keinen Gegendampf geben darf, die Dampfzufuhr früh genug absperren muß, um beim Erreichen der Hängebank keine zu große Geschwindigkeit zu haben.

Fig. 1.

Geschwindigkeitsdiagramme älterer ausgeführter Anlagen.



I Trommelmaschine (mit Gegendampf)
II und *III* Koepe-Maschine (ohne Gegendampf)

Die neueren Sicherheitsvorrichtungen bringen zwar hierin einige Verbesserung; der Sicherheit wegen muß aber auch bei Anwendung solcher Vorrichtungen sehr zeitig abgesperrt werden. Im Abschnitt IV werde ich auf diesen Punkt näher eingehen.

Zunächst sollen im folgenden Mittel besprochen werden, durch welche die unwirtschaftliche langsame Einfahrt verhindert oder abgekürzt werden kann.

Die vorstehenden Einzelbetrachtungen lassen die beiden Fragen besonders wichtig erscheinen:

1) Kann man bei kleinen Teufen denselben niedrigen Dampfverbrauch erzielen wie bei großen Teufen?

2) Ist es möglich, mit Maschinen, die eine kleine Masse haben, ruhiger und genauer zu fahren oder, wenn die Masse zwecks ruhigen Ganges oder wegen der Art des Fördersystems größer genommen wird, doch mit einem ebenso geringen Dampfverbrauch auszukommen?

Genaue von mir vorgenommene Dampfverbrauchversuche haben den Beweis erbracht, daß man die beiden vorstehenden Fragen bejahen kann, wenn man Stau- und Regelvorrichtungen einbaut. Die Stauvorrichtungen sind ihrem Wesen nach von den Umkehr-Walzenzugmaschinen her bekannt und dort schon lange mit bestem Erfolg im Betrieb. Bei Fördermaschinen mußte die Frage des Aufstauens allerdings grundsätzlich anders gelöst werden. Unter dem allgemeinen Begriff »Stau« versteht man im wesentlichen eine Gegendampfwirkung, die ohne Aufwand von

[1]) Z. 1904 S. 149.

Dampf erzielt wird. Meist sind gleichzeitig noch andre dampfsparende Wirkungen und günstige Einflüsse auf die Führung der Maschine mit dem Stau verbunden, welche zunächst an Hand mehrerer theoretischer Geschwindigkeitsdiagramme besprochen werden sollen.

Es handelt sich in Fig. 2 um das Geschwindigkeitsdiagramm einer Zwillings-Tandemfördermaschine, welche vor einigen Monaten auf der Zeche Neumühl in Betrieb gekommen ist. Als erstes Beispiel ist absichtlich eine Maschine mit geringer Teufe (370 m) gewählt, weil dort die erwähnten Schwierigkeiten deutlicher zutage treten. Die Abmessungen der Maschine sind derartig, daß sich ohne Stau und Regler das gestrichelte Diagramm II ergibt. Obwohl dabei die größte Geschwindigkeit wegen der geringen Teufe nicht mehr als 20 m/sk beträgt, reiht sich die Verzögerungsperiode gleich an die Beschleunigungsperiode an.

Zur Beschleunigung von 1 m/sk² war nach dem ursprünglichen Entwurf eine sehr große Füllung von 30 vH, d. i. ungefähr volle Füllung für den Hochdruckzylinder, erforderlich. Kleinere Füllungen würden eine geringere Beschleunigung und somit eine viel größere Dauer des Förderzuges bedingen. Durch die Stauvorrichtung — ausgezogenes Diagramm I — wird nun zunächst eine stärkere Verzögerung erzielt, ohne daß Dampf in den Auspuff gelangt. Man erhält also eine kleinere Dreieckfläche *a d b*, entsprechend einem kürzeren Wege für das Auslaufen der Maschine. Da die Inhalte der Diagrammflächen die Teufe darstellen, also stets gleich sein müssen, so ist die Fläche *a b c* während der Anfahrperiode zu gewinnen.

Man begegnet daher in der Literatur vielfach der Ansicht, man könne durch Stauen wohl das nachteilige Gegendampfgeben beseitigen, aber die vorher notwendig in die Maschine mehr hineingesteckte Energie nicht wiedergewinnen. Nun wird aber tatsächlich während der Anfahrperiode keineswegs mehr Dampf verwendet. Wie die später zu beschreibenden Konstruktionen zeigen werden, wird mit größerer Beschleunigung während der ersten Umdrehungen angefahren (Kurve I, Fig. 2), indem der im Verbinder während der Auslaufperiode vorher aufgestaute Dampf beide Niederdruckzylinder mit anfahren läßt und die Hochdruckzylinder trotzdem keinen Gegendruck vom Verbinder her erhalten, also ebenfalls voll anfahren. Der Dampf, der vorher das schnelle Stillsetzen bewirkte, ist zum Teil in den Kessel zurückgedrückt worden, zum Teil bewirkt er jetzt bei kleinerer Füllung das schnelle Anfahren.

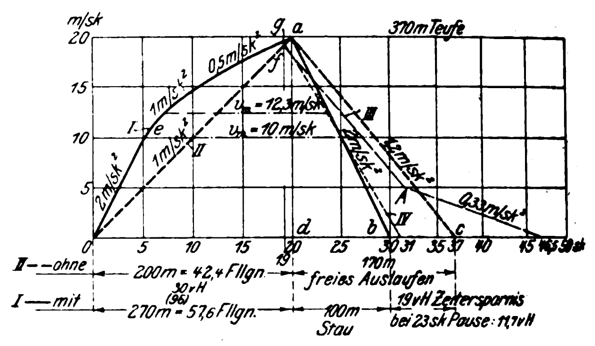
Einige Vorversuche an der Zwillings-Tandemmaschine auf Zeche Vondern, wo der erste Stauschieber im Jahre 1905 eingebaut wurde, kennzeichnen diese Wirkungsweise. Als im Anfang der Inbetriebsetzung dieser Maschine die Stauvorrichtung einmal ausgeschaltet war, konnte die Maschine aus einigen Kurbelstellungen heraus trotz größter Füllung nur schlecht anspringen. Es hätte eben der Verbinder mit Frischdampf gefüllt werden müssen, um die Niederdruckzylinder mit anzugfähig zu machen. Da dieser Frischdampf aber gleichzeitig rückwärts auf die Hochdruckzylinder wirkt, so vermindert er deren Anzugkraft. Vor der Anfahrt sind die Verbinder-Füllventile vom Maschinisten besonders zu bedienen. Diese Handhabung kostet natürlich Zeit und Ueberlegung, und es ist zu befürchten, daß die Niederdruckzylinder eine allzu hohe Spannung erhalten. In diesem Umstand ist wohl ein Hauptgrund dafür zu suchen, daß die Zwillings-Tandemmaschine nicht so anzug- und manövrierfähig ist wie die Zwillingsmaschine, und daß daher viele Zechenverwaltungen auch noch im vorigen Jahr eine ganze Reihe einfacher und billiger Zwillingsfördermaschinen bestellt haben, obwohl diese viel mehr Dampf gebrauchen.

Als nun in Vondern die Stauvorrichtung wieder eingehängt war, fuhr die Maschine aus jeder Kurbelstellung heraus so schnell an, daß die größte Füllung von 92 vH auf 65 vH heruntergesetzt wurde. Das sind bei dem Zylinderverhältnis $= \frac{1}{3{,}22}$ ungefähr 20 vH Füllung, bezogen auf den Niederdruckzylinder. Dabei wurde dann noch eine ungefähr $1^3/_4$-mal größere Anfangsbeschleunigung erzielt. Dementsprechend wurde eine Vorkehrung getroffen, daß der Maschinist größere Füllungen als 20 vH überhaupt nicht mehr einstellen konnte.

Nachdem die Neumühler Maschine, Fig. 2, beschleunigt angefahren ist, verläuft die Kurve I vom Punkt *e* aus mehr und mehr flach; es kann also von dort an mit viel kleineren Füllungen gefahren werden. Man hat nur im Anfang bei geringer Geschwindigkeit große Füllungen und verwendet dabei noch den Staudampf.

Bei größeren Geschwindigkeiten, wobei die Zylinder in der Zeiteinheit häufiger gefüllt werden, nimmt die Größe der Füllung wesentlich ab. Aus diesem Grunde kommt, wie Rechnung und Versuche ergeben, bei Kurve I noch weniger

Fig. 2.
Geschwindigkeitsdiagramm einer Zwillings-Tandemfördermaschine.



Stauschieber und Regler { 28 (90) 20 (70) 15 vH (48) (im Mittel 22 vH bei gleicher Dampfmenge)

Fig. 3. Leistungsdiagramm.

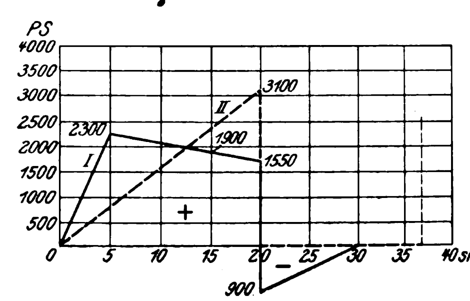
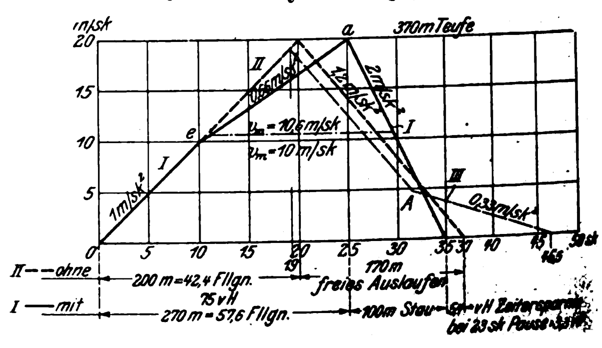


Fig. 4.
Geschwindigkeitsdiagramm einer Zwillingsfördermaschine mit Koepe-Scheibe.
6 m Dmr. $Q = 4800$ kg-t/st.



Stauschieber und Regler { 75 vH 40 vH (im Mittel 55 vH bei gleicher Dampfmenge)

Dampf in die Zylinder als bei Kurve II, obwohl die beiden Hochdruckzylinder im ersten Falle 57,6 mal, im zweiten Falle nur 42,4 mal im ganzen gefüllt werden. Wenn bei II jede Gesamtfüllung 30 vH, bei I die Füllungen im Mittel nicht weniger als 22 vH betrügen, so würde genau dieselbe Dampfmenge in die Zylinder gelangen, welche im letzteren Fall aber viel besser ausgenutzt wird.

Die Mehrarbeit, welche bei Kurve I während der Anfahrperiode entsprechend der Fläche *a b c* geleistet werden muß, wird demnach erreicht 1) durch das schnellere Anfahren mit dem Staudampf und 2) durch bessere Ausnutzung der dem Dampf innewohnenden Energie infolge weitergetriebener Expansion bei kleineren Füllungen.

Einem Vorwurfe möchte ich hier gleich begegnen. Man könnte sagen, die Kurve II ließe sich mit kleinerer Füllung als 30 vH erzielen, wenn nur die Abmessungen der Zylinder größer genommen würden. Abgesehen davon, daß diese Vergrößerung auch eine Grenze hat, würde dies an der stattgehabten Ueberlegung nichts ändern, da es hier nur auf einen Vergleich zwischen Kurve II und I ankommt. Die Füllungen würden bei I ebenfalls kleiner ausfallen, und hierin würde ein noch größerer Vorteil stecken, weil eine Füllungsänderung bei kleinen Füllungen von viel größerem Einfluß ist als eine entprechende Aenderung bei großen Füllungen.

In das Diagramm I sind die aufeinander folgenden, kleiner werdenden Füllungen eingetragen. Es fragt sich, ob diese auch mit Sicherheit eingestellt werden. Damit wird die weitere Frage von Bedeutung: Ist bei Fördermaschinen mit moderner Nockensteuerung ein selbsttätig wirkender Regler vorteilhaft oder nicht?

Die Ansichten hierüber gehen auseinander. In Belgien hat man, wie auch die Lütticher Ausstellung gezeigt hat, bei Dampffördermaschinen schon lange Regler in Verbindung mit Präzisionssteuerungen angewandt. Es handelt sich dort meist um Maschinen mit großer Teufe, und es liegt auf der Hand, daß der Regler mit seiner zwangläufigen Einstellung kleiner Füllungen um so wertvoller wird, je größer die Teufe, je länger also die Beharrungsperiode ist, während deren mit konstanter Geschwindigkeit und kleinen Füllungen gefahren wird, oder je länger bei kleiner Teufe die der Wagerechten sich nähernde Strecke, entsprechend der Linie $e\,a$ der Kurve I, ist, bei welcher mit nur geringer Beschleunigung gefahren wird.

In Deutschland haben in neuerer Zeit verschiedene Firmen: Prinz Rudolph-Hütte [1]), Gutehoffnungshütte, für Kulissen- und Nockensteuerungen Reglerkonstruktionen entworfen; andre Firmen haben Präzisionssteuerungen (Radovanovic) in Verbindung mit einem Regler gebaut.

Die Kurven I und II der Figur 2 geben über den Wert des Reglers für die Neumühler Maschine mit kleiner Teufe und flottem Betrieb Aufschluß. Bei Kurve II, bei welcher ja die Beharrungsperiode gleich 0 ist, hätte der Regler nur die Wirkung, daß jeder Förderzug noch viel länger dauerte, da dann die Beschleunigungslinie stärker geneigt, die mittlere Fördergeschwindigkeit v_m also noch kleiner als 10 m/sk sein würde. Dagegen stellt der Regler die Kurve I zwangläufig genau so ein, wie sie gezeichnet ist, kommt also hier voll zur Geltung. Die eingeschriebenen Füllungen entsprechen praktisch durchgeführten Versuchen. Wenn dabei der Regler vollständig unabhängig vom Maschinisten arbeitet und die Einstellung der Füllungen selbsttätig bewirkt, so ist eine Gewähr dafür geboten, daß stets so gefahren wird, wie vorher geplant.

Abgesehen von der geschilderten besseren Dampfausnutzung während der Beschleunigungsperiode gewinnt man bei Kurve I noch 7 sk an Fahrzeit, entsprechend einem Zeitgewinn von 19 vH für den Zug.

Auf Zeche Neumühl dauert die Pause 23 sk. Demnach werden an der gesamten Förderzeit 11,7 vH gewonnen, also auch die Maschinenleistung um 11,7 vH erhöht. Die Abkürzung der Pausen spielt demnach auch bei Bestimmung der Wirtschaftlichkeit eine große Rolle. Dies ist in letzter Zeit erfreulicherweise von den Zechenbesitzern anerkannt worden, und so findet man für schnelles Ent- und Beladen der mehrgeschossigen Körbe immer häufiger zweckentsprechende Einrichtungen.

Der Gewinn von 11,7 vH wird sicher erreicht; denn es ist bereits nachgewiesen worden, daß Diagramm II tatsächlich während der Verzögerungsperiode nach der dünn eingezeichneten Kurve III verläuft, wenn nämlich der Führer, um das kostspielige Gegendampfgeben zu vermeiden, etwa nur 1 sk früher die Dampfzufuhr absperrt. Die Ecke A findet sich aber im Diagramm I nicht, wenn die Stauvorrichtung, wie es immer sein muß, in ihrer Wirkung einstellbar ist, d. h. der Maschinist in der Lage ist, stets eine mehr oder weniger starke Stauung einzustellen, die Maschine also vollständig in der Hand hat. Bringt er den Hauptsteuerhebel, mit welchem die Stauvorrichtung zwangläufig verbunden ist (eine Verbindung mit dem Drosselklappenhebel ist grundsätzlich falsch), näher an die Mittellage, so muß der Stau entsprechend größer werden. Dann spielt es keine große Rolle, wenn der Führer die Dampfzufuhr früher absperrt. Geschwindigkeitsdiagramm I verläuft nämlich dann in seinem zweiten Teil während der Verzögerung ungefähr nach Linie IV, d. h. der Führer staut etwas weniger.

Wenn also bei einer Maschine ohne Stauvorrichtung der Führer die Dampfzufuhr nur eine Sekunde früher im Punkte f absperrt, so dauert der Zug statt 37 sk ungefähr schon 46,5 sk, da die zusätzliche Dampfgabe, welche bei großer Geschwindigkeit nur 1 sk gedauert hätte, jetzt bei kleiner Geschwindigkeit 15 sk dauert. Dazu kommt noch, daß die Expansionskraft des Dampfes von f bis a vorzüglich ausgenutzt werden konnte, während von A bis zum Schluß mit großen Füllungen und gedrosseltem Dampf gefahren werden muß. Wenn dagegen bei einer Fördermaschine mit Stauvorrichtung der Maschinist ebenfalls 1 sk früher im Punkte g absperrt, so dauert der Förderzug auch nur etwa 1 sk länger.

Diese Betrachtung ist auch in Rücksicht auf die neuen Sicherheitsvorrichtungen von Bedeutung, bei denen die Dampfzufuhr selbsttätig abgesperrt wird. Wenn also die Absperrung zur Erhöhung der Sicherheit früh erfolgt (und 1 sk vor dem Punkt a der Figur 2 muß sie wohl im günstigsten Falle stattfinden, ehe also noch bei kleinen Teufen die Beharrungsperiode überhaupt erreicht ist), so kennzeichnet Kurve III die damit verbundenen Nachteile.

Für praktische Fälle müßte demnach der oben angestellte Vergleich für die Auslaufperiode nicht zwischen den Kurven I und II, sondern zwischen III und IV angestellt werden. Dann aber wird der erzielte Gewinn bedeutend größer als der errechnete von 11,7 vH sein, was auch die Versuche bestätigt haben.

Es mag hier besonders hervorgehoben werden, daß der Hauptvorteil von Stau- und Regelvorrichtungen in der genauen und sicheren Führung der Maschine besteht. Nach einem schnellen Anspringen sollen kleine, wirtschaftliche Füllungen zwangläufig eingestellt werden; dann wird keineswegs ein übertrieben schnelles Stillsetzen der Maschine beabsichtigt, wohl aber soll der Maschinist in der Lage sein, eine wirksame und der Annäherung an die Hängebank entsprechende Verzögerung einzustellen. Dadurch wird der Zug unabhängiger von der Größe der Teufe und Masse. Es ist eine bekannte Tatsache, daß die Tüchtigkeit des Maschinisten eine große Rolle spielt, und wenn man bei Paradeversuchen die Führung der Maschine genau überwacht, so kann derselbe Maschinist, vor allem ein weniger geschulter, im Betrieb durch Bedienung des Drosselklappenhebels und durch Gegendampf die Wirtschaftlichkeit außerordentlich herunterzusetzen. Trotzdem aber werden diejenigen Maschinen sehr genau und sicher geführt, bei welchen der Dampf gedrosselt und Gegendampf gegeben wird. Die Geschwindigkeitsdiagramme sehen dann vorzüglich aus (Kurve I, Fig. 1). Nicht mit Unrecht lassen demnach die meisten Betriebsführer die Maschinisten so fahren, wie es ihnen am besten erscheint. Die Sicherheit und Schnelligkeit des Betriebes steht nämlich an erster Stelle. Daher ist es viel richtiger, den Gegendampf durch den Staudampf zu ersetzen, als sich auf die Geschicklichkeit der Führer zu verlassen. Die bequemste Führung muß auch die wirtschaftlichste sein.

Fig. 3 zeigt die günstige Gestaltung des Leistungsdiagrammes, das sich auch mehr demjenigen der elektrischen Fördermaschine nähert. Leistungsdiagramm I weist rd. 12,5 vH mehr Arbeit auf, welche reichlich durch die Mehrleistung des Dampfes bei kleinen Füllungen und durch das schnellere Anfahren erzielt wird.

Es wird jetzt weiterhin von besonderm Interesse sein, zu untersuchen, ob Stauvorrichtungen sich auch für Zwillingsfördermaschinen eignen. Der wesentliche Unterschied gegenüber der Verbundmaschine besteht darin, daß die Zwillingsmaschine bei Einschaltung einer Stauvorrichtung nicht schneller anfahren kann als vorher, da keine Niederdruckzylinder vorhanden sind, welche den etwa aufgestauten Dampf verwenden könnten. Trotzdem aber wird der zum genaueren Stillsetzen der Maschine verwendete Staudampf, der während der Ver-

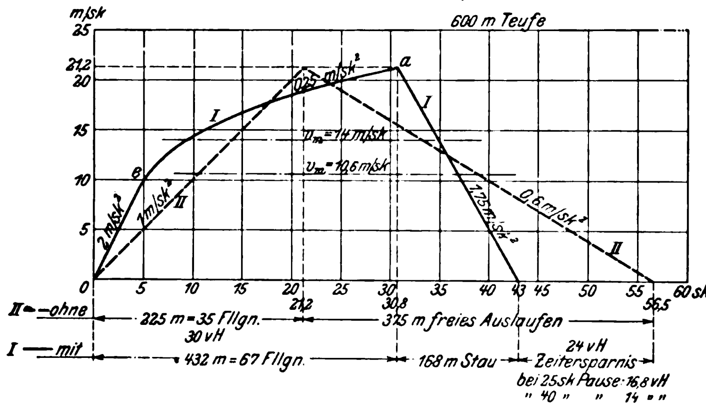
[1]) Z. 1907 Nr. 6.

zögerungsperiode in den Kessel zurückgedrückt wird, wieder für die nächste Anfahrt nutzbar gemacht. Fig. 4 zeigt die Wirkungsweise einer Stauvorrichtung für eine Zwillingsfördermaschine, welche die zuvor besprochene Zwillings-Tandemmaschine der Zeche Neumühl ersetzen könnte. Man kann wiederum von *e* bis *a* mit kleineren Füllungen fahren. Der Zeitgewinn ist beim Vergleich der Kurven I und II natürlich geringer als in Fig. 2, aber trotz der kleinen Teufe noch recht erheblich, wenn man wieder Kurve I und III vergleicht. Auch hier wird ein Regler bei Kurve II nutzlos sein; dagegen wird er bei Kurve I die kleineren Füllungen unabhängig vom Maschinisten mit Sicherheit einstellen. Stauvorrichtung und Regler bieten also auch hier wieder in ihrem Zusammenwirken besondere Vorteile.

Wie einfach sich eine Stauvorrichtung der beschriebenen Art bei der neuen Nockensteuerung ohne jeden Kostenaufwand und ohne Zuhülfenahme eines besonderen Apparates an vorhandenen und neu zu bauenden Maschinen anbringen läßt, soll im konstruktiven Teile dieses Aufsatzes gezeigt werden.

Fig. 5.

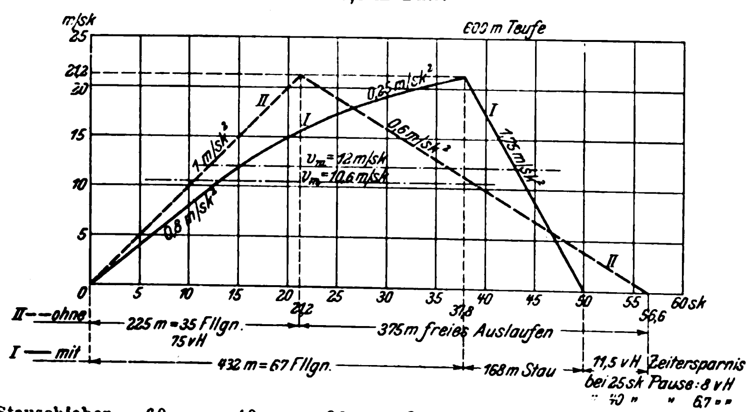
Geschwindigkeitsdiagramm einer Zwillings-Tandemfördermaschine mit zylindrischer Trommel von 8,5 m Dmr.



Stauschieber und Regler { 20 20 10 vH (im Mittel 10 vH bei gleicher Dampfmenge)

Fig. 6.

Geschwindigkeitsdiagramm einer Zwillingsmaschine mit zylindrischer Trommel von 8,5 m Dmr.



Stauschieber und Regler { 60 40 30 23 vH (im Mittel 32 vH bei gleicher Dampfmenge)

In Fig. 5 und 6 ist eine gleiche theoretische Untersuchung für Fördermaschinen mit größerer Masse (zylindrische Trommel von 8,5 m Dmr.) und größerer Teufe (600 m) durchgeführt worden. Fig. 5 stützt sich dabei auf die schon erwähnte, seit 1905 mit Stauvorrichtung im Betrieb befindliche Zwillings-Tandemfördermaschine auf Zeche Vondern bei Osterfeld. Fig. 6 bezieht sich auf den Fall, daß für dieselbe Schachtanlage eine Zwillingsmaschine gewählt wäre. Die in beiden Fällen erzielte Zeitersparnis ist bedeutend größer als bei der früher betrachteten kleinen Masse und kleinen Teufe. Dafür dauert allerdings die Dampfentnahme während der Anfahrperiode bei Kurve I länger als bei Kurve II. Diese längere Dampfentnahme bedingt aber auch hier wieder keinen Mehraufwand von Dampf. Kurve I verläuft nämlich von *c* bis *a*, also gerade bei den großen Geschwindigkeiten, wobei die Zylinder häufiger gefüllt werden, sehr stark geneigt, was ja gleichbedeutend mit wirtschaftlicher Ausnutzung des Dampfes in den Zylindern ist. Die Zylinder werden demnach häufiger gefüllt, aber die Füllungen sind so viel geringer, daß auf keinen Fall mehr Dampf zur Beschleunigung aufzuwenden ist. Der Hauptvorteil steckt ebenfalls wieder in der genaueren Fahrt. Die der Kurve III der Figur 2 entsprechende Linie ist hier nicht eingetragen. Wie Praxis und Veröffentlichungen zeigen, werden Trommelmaschinen, deren Auslaufweg bedeutend größer ist als bei Koepe-Maschinen, fast stets mit Gegendampf gefahren, um bei flottem Betrieb die Zugdauer abzukürzen. Hier erscheint also ein Ersatz durch den Staudampf erst recht geboten.

In allen vier gezeichneten Fällen ist durch die Stau- und Regelvorrichtungen nicht so sehr eine Erhöhung der größten als vielmehr eine Erhöhung der mittleren Geschwindigkeit angestrebt. Dadurch erhält das Diagramm mehr die vorteilhafte Trapezform, die auch den Geschwindigkeitsdiagrammen der elektrischen Fördermaschine eigen ist.

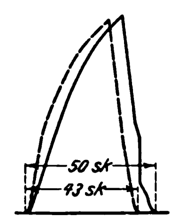
II. Versuche.

Es wäre natürlich nicht richtig, die erzielbaren Gewinne nur an Hand der theoretischen Diagramme bestimmen zu wollen; darüber entscheiden besser genaue Dampfverbrauchversuche, bei denen das Speisewasser gemessen wird und Geschwindigkeitsdiagramme aufgezeichnet werden.

Auf der Zeche Vondern bei Osterfeld wurde zuerst im Jahr 1905 der Stauschieber nach meinen Patenten in einer im Frühjahr 1904 von der Gutehoffnungshütte aufgestellten Zwillings-Tandemfördermaschine mit zylindrischer Trommel eingebaut. Die Zylinderdurchmesser betrugen 750 und 1100 mm, der Hub 1800 mm. Die Maschine war noch mit der heute veralteten Kulissensteuerung ausgerüstet, der die bekannten Nachteile gegenüber der Nockensteuerung anhaften. Heute findet man fast ausschließlich die neue Nockensteuerung. Ein Regler war nicht vorgesehen, und die Verhältnisse lagen insofern recht ungünstig, als achtmal beim Be- und Entladen der Körbe umgesetzt werden mußte. Aber die Versuche, welche vom Dampfkessel-Revisionsverein (Essen-Ruhr) vorgenommen wurden, ließen trotzdem einen guten

Fig. 7.

Geschwindigkeitsdiagramm der Zwillings-Tandemfördermaschine auf Zeche Vondern.



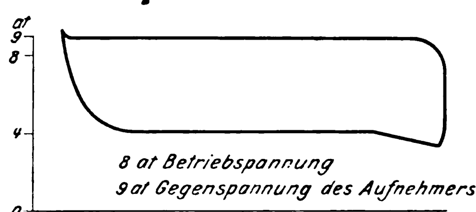
ausgezogenes Diagramm: ohne Stau, mit Gegendampf
gestricheltes » : mit » , ohne »

Vergleich zu. Nachdem der Stauschieber schon einige Zeit im Betrieb gewesen war, wurde an einem Tage mehrere Stunden mit und mehrere Stunden ohne diese Vorrichtung nacheinander gefahren, so daß für beide Fälle ganz gleiche Verhältnisse vorlagen. Der Betrieb sollte forciert werden, zumal ein Versuch ohne Stau und ohne Gegendampf, der gleich besprochen werden soll, früher gemacht worden war. Daher mußte bei abgeschaltetem Stauschieber mit Gegendampf gefahren werden. Der Maschinist kürzte dadurch die Dauer eines jeden Zuges, welche ohne Gegendampf 63 sk betrug, auf 50 sk, Fig. 7, ab. Mit Stau dauerte jeder Zug jedoch nur 43 sk. Die Zeitersparnis für einen Zug betrug demnach 14 vH. Fig. 7 zeigt das Ergebnis, wobei die gestrichelte Kurve das Geschwindigkeitsdiagramm mit, die ausgezogene dasjenige ohne Stau darstellt. Wie man deutlich sieht, ist trotz der kürzeren Förderzeit die Höchstgeschwin-

digkeit bei der Fahrt mit Stauschieber geringer als ohne ihn. Der Dampfverbrauch wurde durch Messung des Speisewassers ermittelt und lieferte bei der Fahrt mit Stau die beträchtliche Dampfersparnis von 25 vH.

Wesentlich ist auch die Form des Staudiagrammes, Fig. 8, welche bei Nockensteuerung ganz besonders günstig

Fig. 8. Staudiagramm.



wird. Die Kulissensteuerung wirkt auch hier nachteilig, weil in der Nähe der Mittellage, in den Staustellungen, kleine Füllungen und große Kompressionen auftreten. Dagegen lassen bei Nockensteuerung während des Stauens (nicht bei der Anfahrt!) die Zylinderventile, welche nicht ganz angehoben werden, bei voller Füllung gedrosselten Dampf in die Hochdruckzylinder treten. Die Auslaßventile öffnen voll auf dem ganzen Hube. Die Zylinderkompression ist gleich null oder wenigstens sehr gering. Auf diese Weise ist die Stauwirkung sehr gleichmäßig, und Stöße im Triebwerk und vor allem Schlagen der Seile wird, wie die Versuche gezeigt haben, ganz vermieden.

Ein dritter, ebenfalls genau durchgeführter Versuch lag zeitlich zurück. Er wurde vor Einbau des Stauschiebers vorgenommen. Die Zugdauer betrug 63 sk, wenn der Führer ohne wesentlichen Gegendampf fuhr. Die theoretisch ermittelte Zugdauer von 56,5 sk nach Kurve II, Fig. 5, die sich ja auf die Maschine Vondern bezieht, wird also auch bei Trommelmaschinen von einem geübten Maschinisten selbst bei Probefahrten überschritten, wenn er keinen Gegendampf geben darf. Beim Vergleich dieses Versuches, der ohne Stau und ohne Gegendampf durchgeführt wurde, mit dem obigen Stauversuch ergab sich eine Zeitersparnis für den Zug von 32 vH; die Dampfersparnis betrug 11,4 vH.

Daß die große Zeitersparnis nicht voll zur Geltung kam, lag an den überaus langen Pausen, da, wie erwähnt, 8 mal umgesetzt werden mußte. Aus dem Vergleich der beiden Zahlen für die Dampfersparnis (25 vH und 11,4 vH) geht noch hervor, wie kostspielig Gegendampf ist.

Oberingenieur Müller von der Gutehoffnungshütte hat in seinem Aufsatz: Regulierung der Dampffördermaschinen und Umbau älterer Dampfförderanlagen, Glückauf 1906 Nr. 17, ebenfalls festgestellt, daß man beim Vergleich von Staufördermaschinen mit sehr gut geführten andern Maschinen auf einen Dampfgewinn von mindestens 11 vH rechnen könne. Dieser Gewinn steigt aber auf ungefähr das Doppelte, wenn die Maschine weniger gut geführt wird oder wenn der Betrieb forciert werden soll. Der Hauptvorteil wird also dadurch erzielt, daß eine gute Führung erzwungen wird. Der Gewinn wird daher zum wesentlichen Teil auch im gewöhnlichen Betriebe, nicht allein bei Paradeversuchen erreicht.

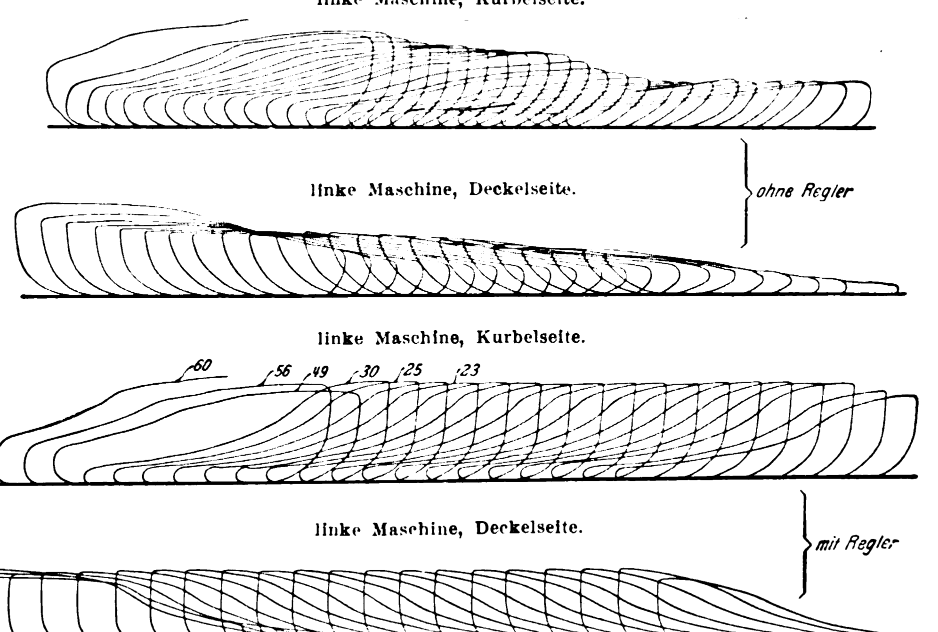
Hierin unterstützt — wie bereits nachgewiesen — der von der Gutehoffnungshütte ausgeführte, selbsttätig wirkende Regler den Stauschieber sehr wesentlich. Der Dampfkessel-Revisionsverein (Essen) hat mit diesem Regler an einer Zwillingsfördermaschine mit Treibscheibe auf Zeche Oberhausen, Schacht II, am 15. Dezember 1905 ebenfalls genaue Dampfverbrauchversuche durchgeführt. Bei der Fahrt ohne Regler zeigten die aufgezeichneten Dampfdiagramme, Fig. 9 und 10, die Verluste, welche durch das Drosselverfahren entstehen, während bei dem Versuch mit Regler vorzügliche Diagramme, Fig. 11 und 12, entnommen wurden. Während des Treibens wurden die Zylinder beim Versuch mit Regler im Mittel 21 mal mit Dampf gefüllt, dagegen 25 mal beim Versuch ohne Regler. Der Dampfverbrauch dieser Zwillingsmaschine betrug im ersteren Falle für die Schachtpferd-Stunde 20,5 kg, im letzteren 22,5 kg, so daß ein Gewinn von 9 vH erzielt wurde. Es ist hierbei noch zu bemerken, daß der angezogene Versuch mit Regler durch eine längere Pause von etwa 20 min ungünstig beeinflußt wurde, so daß sich unter normalen Verhältnissen ein noch größerer Gewinn ergeben wird. Die Füllung wurde allmählich von 60 auf 56, 49, 30, 25 und 23 vH — die kleinste Füllung — verringert.

(Schluß folgt.)

Fig. 9 bis 12.

Dampfdiagramme einer Zwillingsfördermaschine auf Zeche Oberhausen, Schacht II.

2 × 850 mm Zyl.-Dmr. 1600 mm Hub. Höchste Fördergeschwindigkeit 14 m.



Das Lokomotivwesen bei der Great Central Railway of England.[1])

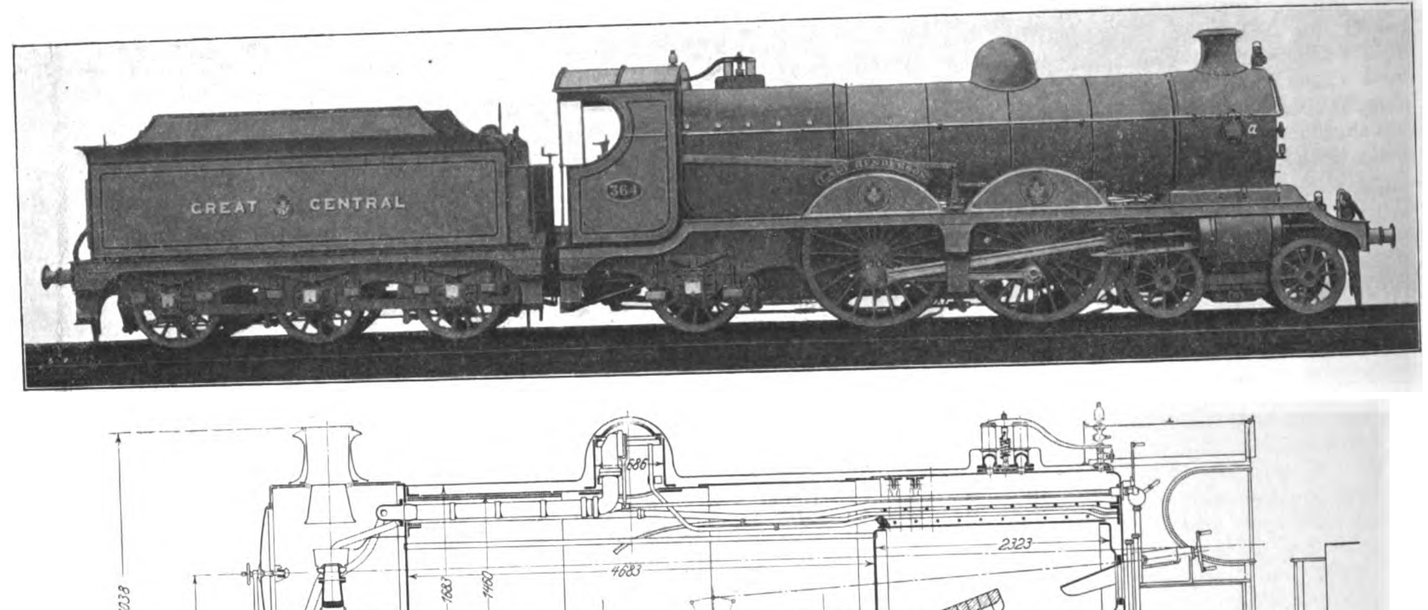
Von **Charles S. Lake,** A. M. I. M. E.

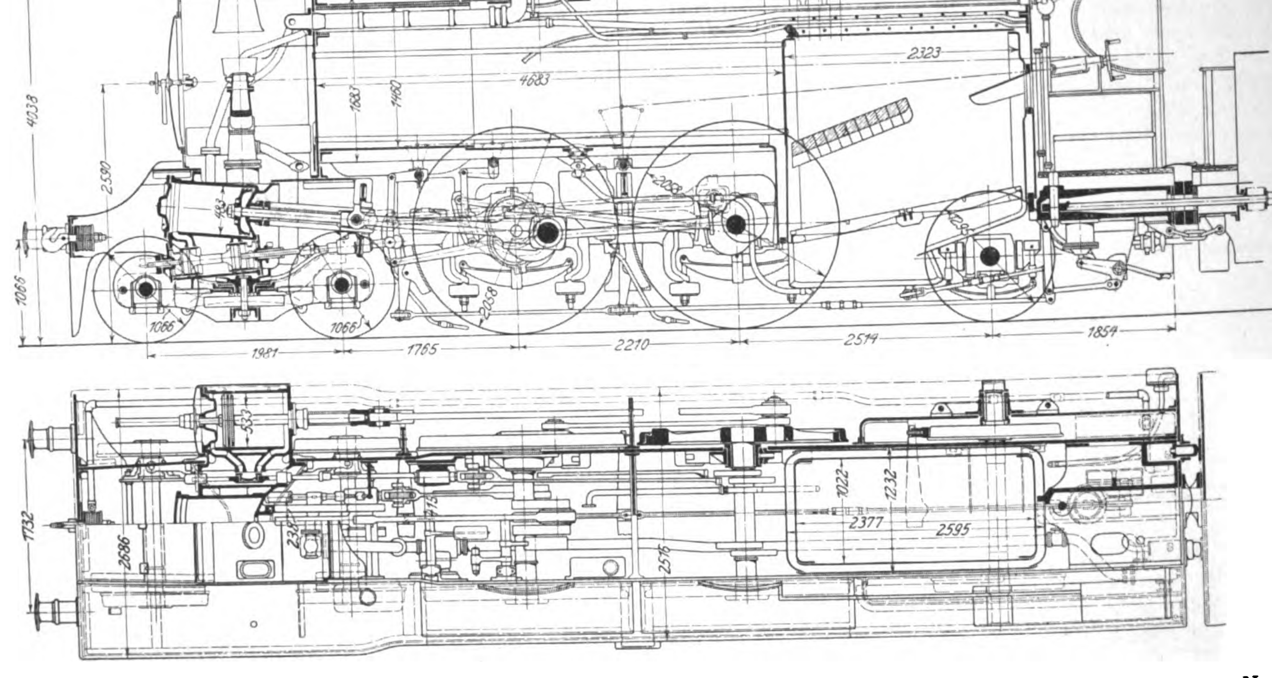
Erst seit einem Zeitraum von etwa zehn Jahren nimmt die Great Central Railway of England ihre heutige Stellung als eine der Hauptlinien des Vereinigten Königreiches ein. Vor 1897 bestand sie unter dem Namen Manchester, Sheffield and Lincolnshire-Eisenbahn als eine wichtige Querverbindung zwischen Ost- und Westküste des mittleren Englands, die zahlreiche Zweiglinien hatte, welche die vielen wichtigen Industriemittelpunkte in diesem Bezirk anschlossen. Die Ge-

Eisenbahn an einem etwa 67 km von London entfernten Punkte hergestellt werden konnte; aber 1906 wurde eine neue Schleifenlinie angelegt, um der Great Central-Eisenbahn einen unabhängigen Zugang zu ihrem Bahnhof in Marylebone (London) zu sichern.

Nachdem die Eisenbahn derart aus ihrem ursprünglichen Zustand eines rein provinziellen Unternehmens in eine Hauptlinie von gleicher Wichtigkeit wie die bereits zwischen der

Fig. 1 bis 5. 2/5-gekuppelte Verbund-Schnellzuglokomotive.





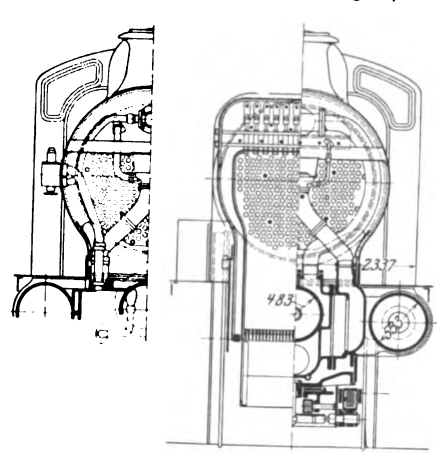
nehmigung des Parlaments zur Ausdehnung der Eisenbahn über ihren ursprünglich südlichsten Punkt bei Annesley (nahe bei Nottingham) hinaus nach London, auf eine Entfernung von ungefähr 205 km, wurde 1893 erteilt, und 1899 wurde die neue Linie dem Verkehr übergeben, zunächst nur für Massen- und Güterverkehr, aber im gleichen Jahr auch noch für den Personenverkehr. Die Strecke war zunächst so gewählt worden, daß eine Verbindung mit der Metropolitan-

Hauptstadt und den großen Handelstädten des Nordens bestehenden entwickelt worden war, wurde es alsbald erforderlich, die Lokomotiven und das sonstige rollende Gut der Gesellschaft zu vermehren. Demgemäß führte der damalige Oberingenieur des Lokomotivwesens eine neue Reihe Lokomotiven mit innenliegenden Zylindern, einem führenden zweiachsigen Drehgestell, einer Treibachse mit Rädern von großem Durchmesser und einer Laufachse unter dem Führerstand ein. Die Zylinder hatten 495 mm Dmr. und 660 mm Hub, die Treibräder 2362 mm Dmr. Die Lokomotiven, die sich ausgezeichnet für hohe Geschwindigkeiten eigneten, bewährten sich sehr vor den leichten Zügen, die zunächst auf der neuen »London Extension Line«, wie sie genannt wurde, über

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder postfrei für 45 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Lokomotivbauart	Fig.	Zyl.-Dmr. mm	Hub mm	Dmr. der Drehgestellräder mm	Dmr. der Treibräder mm	fester Radstand mm	Gesamtradstand mm	äußerer größter Dmr. des Kessels mm	Kessellänge zwischen den Rohrwänden mm	Heizfläche der Rohre qm	Heizfläche der Feuerbüchse qm	Gesamtheizfläche qm	Rostfläche qm	Dampfdruck kg/qcm	Adhäsionsgewicht t	Wasserinhalt des Tenders cbm	Kohlengewicht des Tenders t	Betriebsgewicht von Lokomotive und Tender t
2/5-gek. Verbund	1 bis 5	483 533	660	1067	2057 Laufrad 1295	2210	8471	1524	4683	165,2	14,22	179,42	2,42	14	37,5	18,17	5	116,95
2/5-gek. Zwilling (einfachw.)	--	495	660	1067	2057 Laufrad 1295	2210	8471	1524	4683	165,2	14,22	179,42	2,42	12,65	37,5	18,17	5	115,4
3/5-gek. Schnellzuglok.	7	495	660	1067	2057	4420	8166	1524	4683	165,2	12,37	177,87	2,42	12,65	52,6	18,17	5	111,9
3/5-gek. Güterzuglok.	8	489	660	1067	1600	4267	7963	1524	4683	165,2	12,21	177,41	2,17	12,65	51,95	18,17	5	111,55
2/4-gek. Schnellzuglok.	9	470	660	1067	2057	2972	7272	1448	3615	115,9	12,08	127,98	1,95	12,65	37	18,17	5	99
2/5-gek. Tenderlok.	10	457	660	1067	1702 Laufrad 1295	2768	9106	1321	3434	96,0	10,22	106,22	1,78	11,2	36,4	6,538	3 1/2	66,6
3/3-gek. Güterzuglok.	17	470	660	—	1549	5207	5207	1524	3462	120,4	12,1	132,5	1,81	12,65	51,7	18,17	5	91
4/4 » »	18	483	660	—	1397	5207	5207	1524	4683	151,0	13,00	164,00	2,19	12,65	63,5	18,17	5	107,65

wogen; als aber die Strecke besser bekannt wurde, wuchs ihre Beliebtheit, und schwere Züge wurden die Regel. Demgemäß ergab sich die Notwendigkeit, 2/4-gekuppelte Lokomotiven für die Schnellzüge zu verwenden, und eine Reihe solcher wurde gebaut und in Dienst gestellt. Verglichen mit den heutigen Ausführungen, hatten diese Maschinen verhältnismäßig kleine Abmessungen: die Zylinder hatten 470 mm Dmr. bei 660 mm Hub, die gekuppelten Räder 2134 mm Dmr., die gesamte Heizfläche betrug 105 qm, das Betriebsgewicht (ohne Tender) 47,65 t.



Im Jahr 1900 trat J. G. Robinson, der heutige Oberingenieur des Maschinenwesens bei der Great Central Railway, seine Stelle an, und seit jener Zeit sind verschiedene neue Lokomotivarten — s. die nachfolgenden Figuren und die Zahlentafel — sowohl für Personen- wie für Güterzüge eingeführt worden.

Die größten Schnellzuglokomotiven sind 2/5-gekuppelt und haben außenliegende Zylinder. Die meisten von ihnen arbeiten mit einfacher Expansion, wobei die zweite Kuppelachse angetrieben wird; unter den letzten Ausführungen befinden sich aber auch einige Dreizylinder-Verbundlokomotiven, s. Fig. 1 bis 5. Der Hochdruckzylinder liegt innerhalb des Rahmens und treibt die erste Kuppelachse, die beiden außenliegenden Niederdruckzylinder arbeiten auf die zweite Kuppelachse; jeder Zylinder hat seine eigene Steuerung.

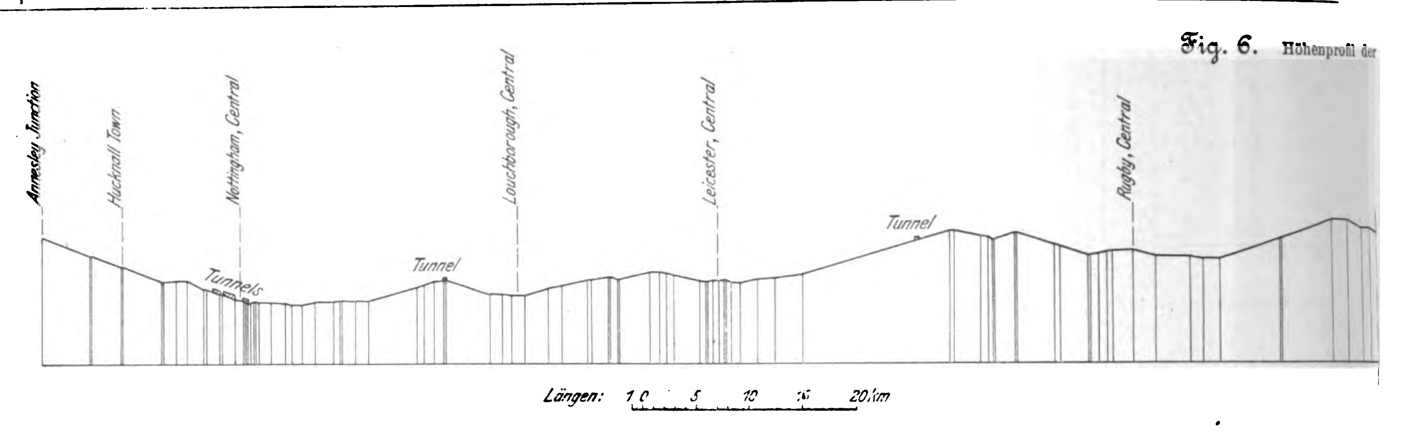
Die Lokomotiven können mit Halbverbund- oder mit Verbundwirkung arbeiten, je nach dem Willen des Führers, der die nötigen Handgriffe zur Verfügung hat, um die Arbeitsweise den verschiedenen, durch die Strecke gebotenen Bedingungen anzupassen. Wenn der Regulator auf Verbundwirkung eingestellt ist, wird der Dampf zunächst in alle drei Zylinder eingelassen, und zwar in die Niederdruckzylinder mit einem Druck, der durch ein mit Federwirkung versehenes Drosselventil auf 3,5 at verringert ist. Nach dem ersten Auspuff aus dem Hochdruckzylinder wird der Kesseldampf von den Niederdruckzylindern abgesperrt, wobei die Pressung im Niederdruck-Schieberkasten durch ein Manometer im Führerstand angezeigt wird, und die Maschine arbeitet nunmehr in Verbundwirkung weiter. Für die Halbverbundwirkung dient ein Handrad im Führerstande mit der Bezeichnung »Dampf für die Niederdruckzylinder«. Mittels dieses Rades wird die Feder im Drosselventil angespannt und die Pressung im Niederdruck-Schieberkasten dadurch vermehrt; und zwar kann sie beliebig zwischen 3,5 und 10,5 at eingestellt werden, indem das erwähnte Handrad verriegelt wird. Der Rückdruck auf den Hochdruckkolben ist jetzt vermehrt und dessen treibender Druck in dem Maße vermindert, wie er in den beiden Niederdruckzylindern vergrößert ist; mit andern Worten: die Leistung in einem Zylinder ist verringert, die in den beiden andern dagegen vermehrt. Wenn der anfängliche treibende Druck im Hochdruckzylinder 7 at beträgt, wird er in den Niederdruckzylindern ebenso hoch sein; bei 3,5 at in den Niederdruckzylindern würden 10,5 at im Hochdruckzylinder herrschen. Als Anfangsdruck stehen rd. 14 at zur Verfügung, und diese können beliebig auf Hoch- und Niederdruckzylinder verteilt werden; aber in keinem Falle soll die Füllung in den Niederdruckzylindern unter 40 vH sinken. Um mit schweren Zügen gut zu fahren, wird es nötig sein, das Manometer im Führerstande, welches den Druck im Niederdruck-Schieberkasten anzeigt, zwischen 7 und 10 at zu halten. Zwischen den Enden des Hochdruckzylinders und dem Aufnehmer sind selbsttätige Rückschlagventile eingeschaltet, die nur beim Anfahren in Wirkung treten. Wenn dann nämlich die Rückseite des Hochdruckkolbens unter Aufnehmerdruck steht und nunmehr der Schieber die Dampfausströmung abschließt, öffnet der Aufnehmerdruck das Rückschlagventil, und es gelangt Aufnehmerdampf auf die andre Seite des Kolbens, der somit ins Gleichgewicht gebracht wird, bis der Dampf aus dem Schieberkasten in den Zylinder eingelassen wird. Das Rückschlagventil ist im übrigen stets geschlossen, da die Pressung im Hochdruckzylinder stets größer als im Aufnehmer ist, und beansprucht den Führer in keiner Weise.

Der Hochdruckschieber ist ein Kolbenschieber nach Smith' Patent von 254 mm Dmr. mit gußeisernen Ringen und arbeitet in gußeisernen Büchsen. Die Niederdruckschieber sind von der üblichen D-Form und bestehen aus Phosphorbronze. Die Steuerung ist die übliche Stephensonsche, s. Fig. 2. Die Exzenterstangen der Niederdrucksteuerung sind ausgebogen, um die Krummachse durchzulassen. Die Niederdruckschieber sitzen an den Seiten der Zylinder, der Hochdruck-Kolbenschieber unterhalb des Zylinders. Die drei Steuerungen werden mit Hülfe einer gemeinsamen Schraube mit Handrad umgestellt.

Der Kessel hat eine Belpaire-Feuerbüchse und eine etwas erweiterte Rauchkammer. Vier Sicherheitsventile Ramsbottomscher Bauart sind oberhalb der Feuerbüchse angebracht; jedes hat 100 mm Dmr. und bläst bei 14 at ab. So ist bei dem ziemlich hohen Dampfdruck eine sehr große Querschnittfläche der Sicherheitsventile erreicht worden.

Die Lokomotive ist mit einem dreiachsigen Tender von

Fig. 6. Höhenprofil der



der bei der Great Central-Eisenbahn üblichen Form gekuppelt. Der Tender ist mit einer Wasseraufnahmevorrichtung des Oberingenieurs Robinson versehen, die später beschrieben werden soll. Zur Ausrüstung der Lokomotive gehören weiter eine vereinigte Dampf- und selbsttätige Vakuumbremse, Dampf-Sandstreuvorrichtung, Injektoren und Cartazzische Achsbüchsen an den Laufrädern.

Diese Verbundlokomotiven arbeiten im regelmäßigen großer Geschwindigkeit zurückgelegt werden, um den Fahrplan innezuhalten; bei verschiedenen Gelegenheiten bin ich im Führerstand dieser Lokomotive anwesend gewesen, wo Geschwindigkeiten von 120 bis 125 km in der Ebene und von 128 bis 133 km in Neigungen entwickelt worden sind. Der Kohlenverbrauch dieser leichten Züge erreicht etwa 8,5 kg auf 1 km und steigt auf 11 kg bei schweren Schnellzügen. Fig. 6 zeigt das Höhenprofil der Verbindungslinie

Fig. 7.

3/5-gekuppelte Schnellzug-Zwillingslokomotive.

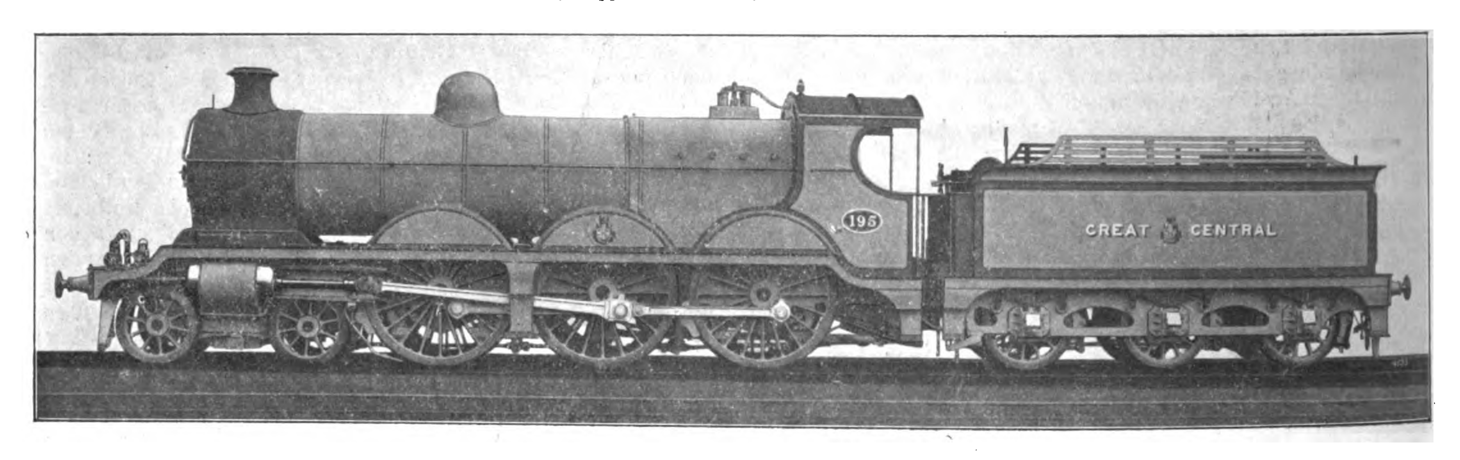
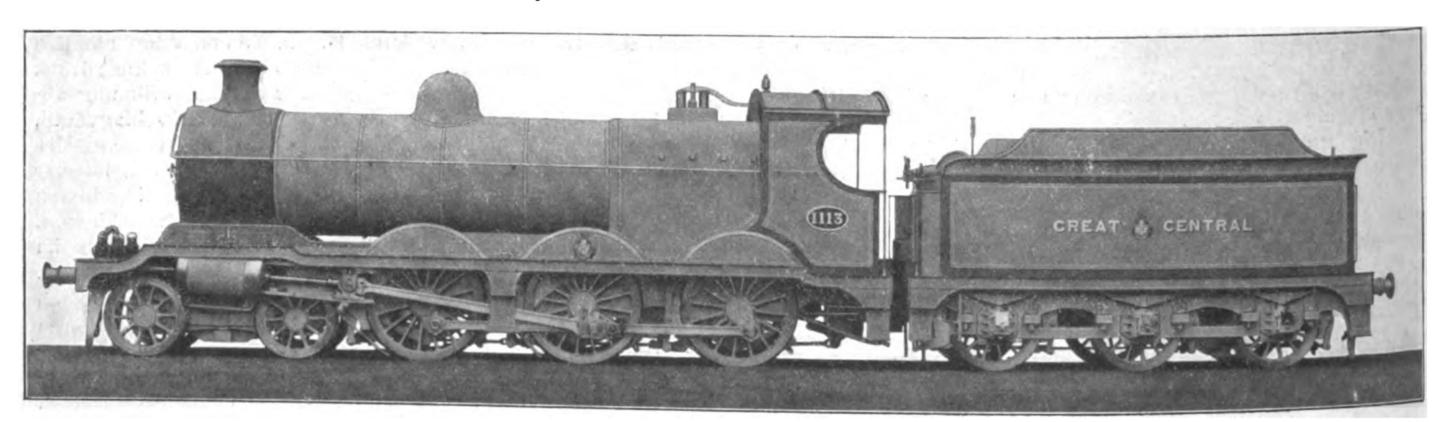


Fig. 8. 3/5-gekuppelte Güterzuglokomotive.



Wechsel mit einfachen Lokomotiven gleicher Bauart und andern im Schnellzugdienst. Der schnellste fahrplanmäßige Zug ist derjenige, welcher den Marylebone-Bahnhof in London um 3 Uhr 25 Min. nachmittags verläßt und die Entfernung von 265 km bis Sheffield in 2 st 50 min ohne Zwischenaufenthalt zurücklegt. Die Durchschnittsgeschwindigkeit dieses Zuges geht über 93 km/st hinaus, aber die Belastung ist gewöhnlich gering, nämlich 4 vierachsige Wagen von 120 t Gesamtgewicht hinter dem Tender. Da erhebliche Schwierigkeiten bestehen, auf den hauptstädtischen Strecken freien Weg zu gewinnen, so müssen bestimmte Strecken mit sehr zwischen London und Annesley.

Die einfachwirkende 2/5-gekuppelte Schnellzuglokomotive gleicht äußerlich und in den Abmessungen der Verbundlokomotive; der einzige äußere Unterschied besteht darin, daß bei der letztgenannten Lokomotive an der rechten Seite der Rauchkammer das Drosselventil liegt.

Zur Beförderung der schweren Schnellzüge und schneller Güterzüge hat der Oberingenieur der Great Central-Eisenbahn die 3/5-gekuppelte Lokomotive in vier Bauarten eingeführt. Alle arbeiten mit Zwillingswirkung mit zwei außenliegenden Zylindern, welche die mittlere Kuppelachse antreiben; s.



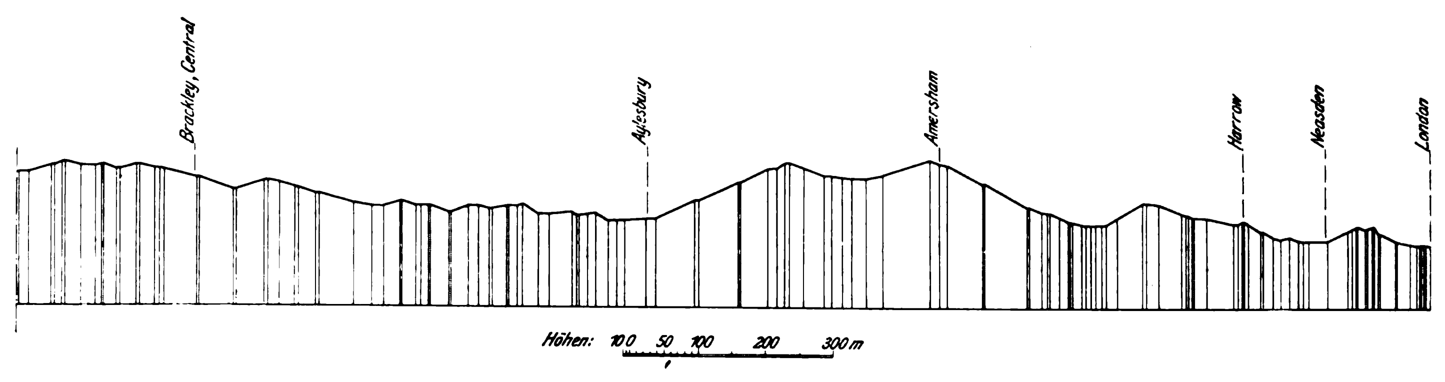


Fig. 7 und 8. Der Hauptunterschied der Klassen liegt in den Abmessungen, während die allgemeine Anordnung überall die gleiche ist.

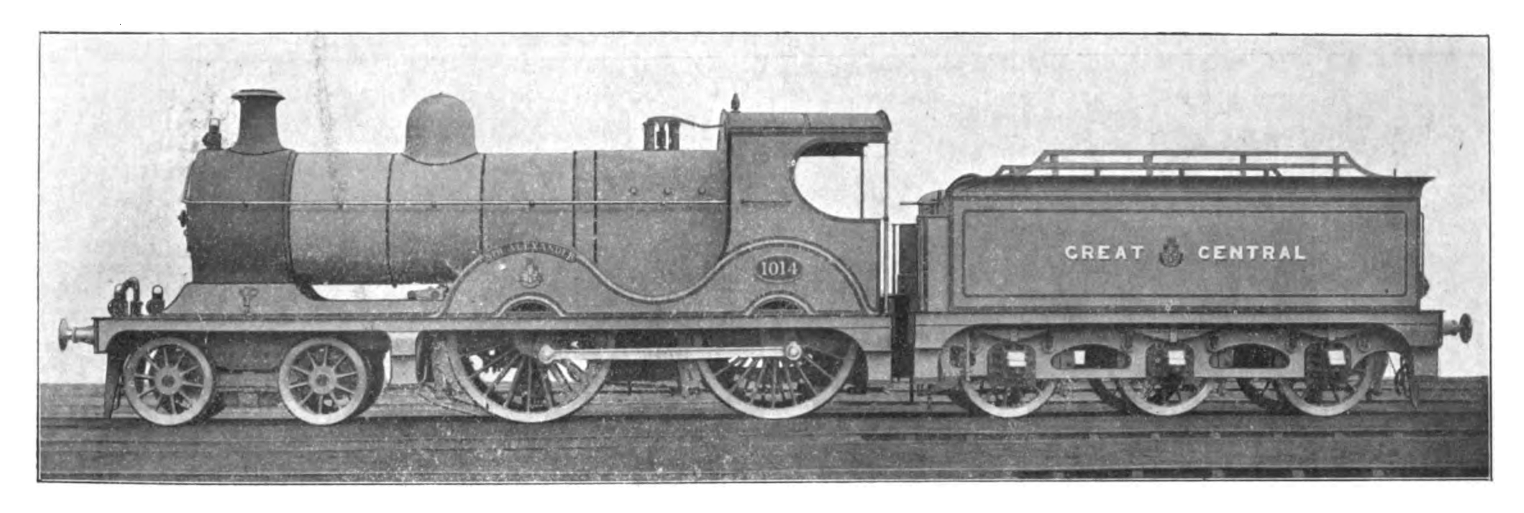
Die größte Lokomotive dieser Bauart, Fig. 7, ist im wesentlichen eine Wiederholung der $^{2}/_{5}$-gekuppelten Lokomotive, nur daß eine dritte Kuppelachse an Stelle der kleinen Laufräder der zuvor erörterten Lokomotive eingefügt ist. Das Adhäsionsgewicht, welches durch diese weitere Kuppelachse gewonnen wird, vermehrt natürlich die Zugkraft der Lokomotive ganz erheblich, und da der Treibraddurchmesser der gleiche ist wie vorher, braucht auch von der Geschwindigkeit nur sehr wenig geopfert zu werden.

Die $^{2}/_{5}$-gekuppelten Lokomotiven nach Fig. 1 bis 5 und die $^{2}/_{5}$-gekuppelten Lokomotiven mit Einfachexpansion sind so ausgebildet, daß eine jede von ihrer eigenen Räderanordnung rung verwandt. Zur Umsteuerung dienen Handrad und Schraube; die Umsteuerstange besteht aus 2 Teilen, die an einem senkrechten Zwischenhebel angreifen; s. Fig. 2.

Der Rahmen ist am Vorderende zusammengezogen, so daß sein Innenabstand nur 1105 mm beträgt, gegenüber 1256 mm am Feuerkistenende. Diese Anordnung gestattet größere Freiheit beim Lauf der Drehgestellräder durch Kurven, und zwar hat das Drehgestell ein gesamtes seitliches Spiel von 28,5 mm an seinem vorderen Ende. Die Gesamtanordnung hält sich frei von Umständlichkeit, und die Einzelteile sind mit großer Sorgfalt ausgestaltet. Es ist in erster Linie der Grundsatz befolgt, für starke Dampferzeugung und hohe Leistungsfähigkeit der Zylinder bei Entnahme des Dampfes unmittelbar aus dem Kessel zu sorgen, wobei natürlich das Adhäsionsgewicht einen genügenden Prozent-

Fig. 9.

$^{2}/_{4}$-gekuppelte Schnellzuglokomotive mit Innenzylindern.



auf die der andern ohne große Schwierigkeiten übertragen werden kann. Weiter sind die $^{2}/_{5}$-gekuppelten Dreizylinder-Verbundlokomotiven derart angeordnet, daß der innere Hochdruckzylinder mit dem Gestänge und weiterem Zubehör leicht beseitigt und die Lokomotive in eine einfachwirkende Lokomotive mit nur zwei Außenzylindern umgewandelt werden kann. Diese Art der Lokomotivkonstruktion schien Vorteile zu bieten, da sie gestattete, die Verbundwirkung in Einfachexpansionswirkung ohne große Ausgaben zurückzuverwandeln, wenn sie etwa weniger günstige Ergebnisse als die einfachwirkende Lokomotive haben würde. Die Maßregel zeigt schon, wie wenig die englischen Ingenieure noch von den Vorzügen der Verbundlokomotiven überzeugt sind. Auch heute noch werden sie sich in sehr wenigen Fällen zur endgültigen Annahme des Mehrfachexpansionsprinzips bekennen, trotz allem, was auswärts schon geschehen ist und noch geschieht.

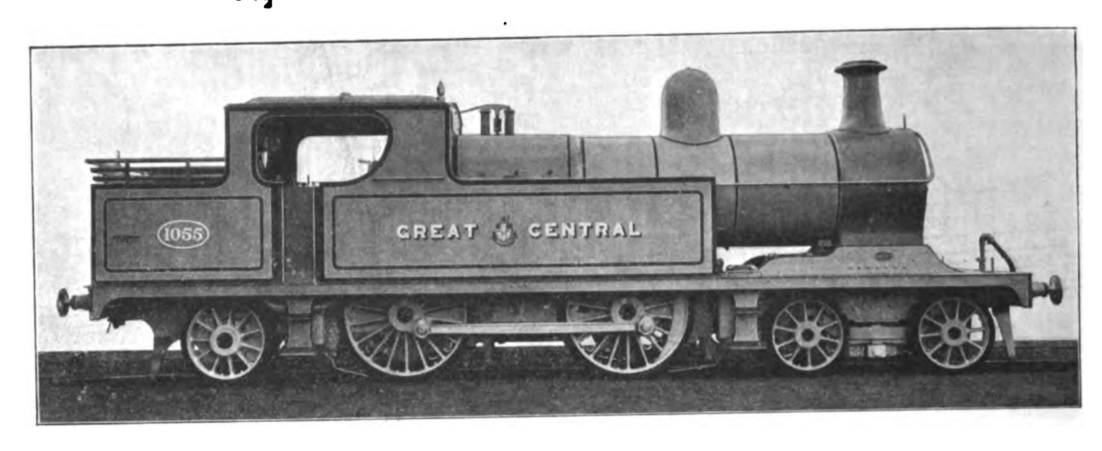
Die Zylinder aller einfachwirkenden Lokomotiven neueren Entwurfs der Great Central-Eisenbahn sind außen am Rahmen verschraubt, aber die Dampfeintritt- und -austrittwege greifen in die Rahmen hinein; für die Dampfverteilung sind entlastete Gleitschieber mit Stephensonscher Kulissensteue-satz des gesamten Gewichtes ausmachen muß. So ist eine Lokomotive von großer Leistungsfähigkeit geschaffen, die angesichts der geringeren Zahl ihrer Teile verhältnismäßig billig zu bauen und zu unterhalten ist, und diese Vorteile fallen natürlich ins Gewicht gegenüber denen, die sich aus der Sparsamkeit des Brennstoffverbrauches bei Verbundwirkung ergeben.

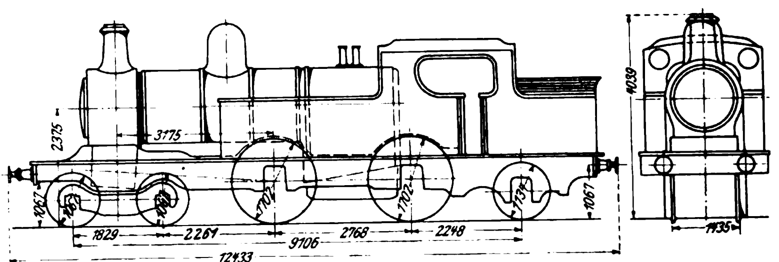
Beschaffenheit und Preis des Brennstoffes haben hier ebenfalls einen bedeutenden Einfluß, und es ist vielleicht der Ueberfluß und die Billigkeit ausgezeichneter Kesselkohlen, die in England das meiste dazu beigetragen hat, daß die einfachwirkende Lokomotive sich noch so großer Beliebtheit erfreut, nachdem sie anderswo überall in den Hintergrund gedrängt ist.

Ein Bild der größten $^{3}/_{5}$-gekuppelten Lokomotive der Great Central Railway gibt Fig. 8, eine Güterzuglokomotive mit Treibrädern von geringem Durchmesser. Im übrigen gleicht die Bauart derjenigen der Schnellzuglokomotive Fig. 7.

Ein wesentlicher Teil des Personenverkehrs auf der Great Central-Eisenbahn wird von $^{2}/_{4}$-gekuppelten Lokomo-

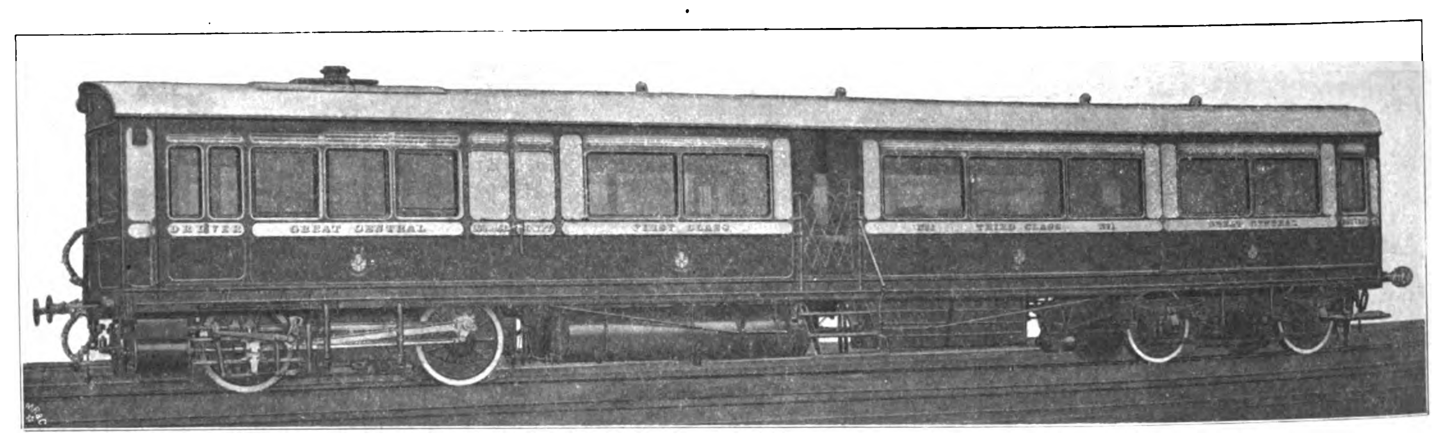
Fig. 10 bis 12. $^2/_5$-gekuppelte Personenzug-Tenderlokomotive.

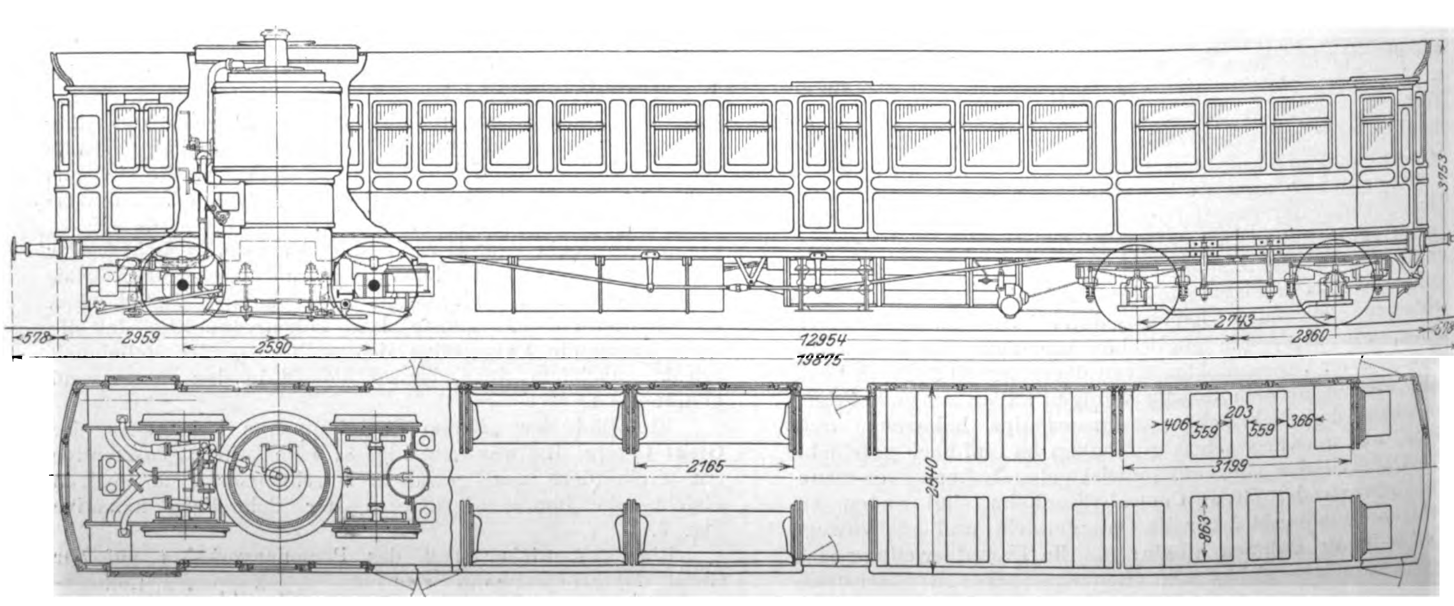




tiven mit Innenzylindern geleistet. Eine derartige Lokomotive ist in Fig. 9 abgebildet. Es ist das eine leichtere, aber noch sehr leistungsfähige Bauart. Die Schieberspiegel liegen geneigt oberhalb der Zylinder und haben so zwischen sich einen Dampfraum von dreieckigem Querschnitt, der gestattet, die Zylinder näher zusammenzulegen, als sonst üblich; tatsächlich sind ihre Mittellinien nur 622 mm von einander entfernt, und als Folge davon ist eine Tragfläche von 229 mm Länge für die Lager der Treibachsen geschaffen, und die Lager der Laufachsen sind 305 mm lang. Die Flachschieber werden mittels Stephensonscher Kulissensteuerung angetrieben. Der Kessel hat eine Belpaire-Feuerbüchse. Die Treibräder haben Timmis-Federn, die paarweise angeordnet und mit Kautschukkissen ausgestattet sind; die Laufachsfedern zeigen die übliche Blattform und sind

Fig. 13 bis 16. Eisenbahnmotorwagen.

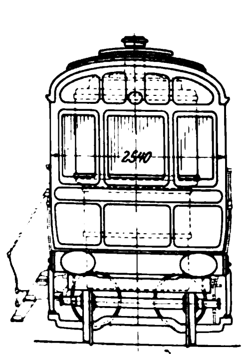




ebenfalls mit Kautschukkissen an jedem Federgehänge versehen. Die Feuerbüchse besteht aus Kupfer, die Stehbolzen aus »Sknes Bronze«, die Siederöhren aus Stahl, die Achsbüchsen der Kuppelachsen aus gehärtetem Schmiedeisen, die des Drehgestelles aus Bronze. Die Gesamtanordnung ist die gleiche wie bei den schwereren und größeren $^{3}/_{5}$-gekuppelten Zwillingslokomotiven.

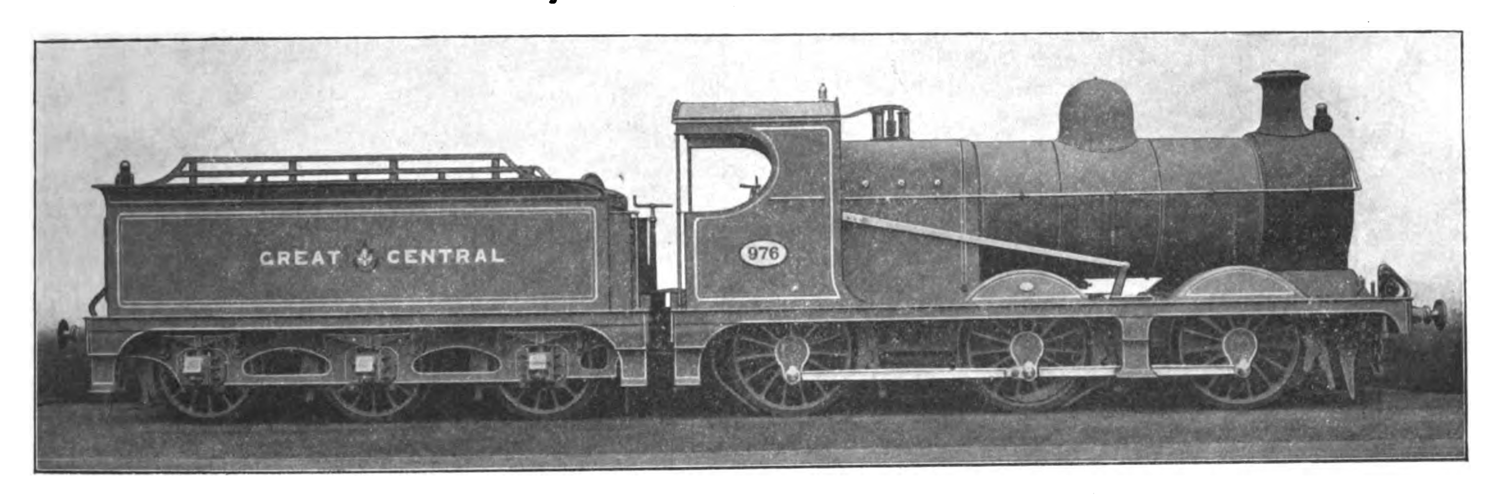
Für Vorort- und Lokalverkehr werden $^{2}/_{5}$-gekuppelte Tenderlokomotiven verwandt. Diese Lokomotiven, von denen eine in Fig. 10 bis 12 dargestellt ist, haben Innenzylinder und Schiebersteuerung. Die Schieberkasten befinden sich über den Zylindern, und die Schieber werden mittels Stephensonscher Steuerung angetrieben. Der Kessel hat wie der zuvor beschriebene Belpaire-Form, und die allgemeine Anordnung kann als eine Wiederholung der 4-4-0-Form der Schnellzuglokomotive mit seitlichen Wasser- und Kohlenbehältern unter Hinzufügung einer Laufachse angesehen werden. Diese letzteren Achsen sind mit Radialeinstellung versehen, und das Drehgestell gestattet ebenfalls freie seitliche Bewegung beim Lauf durch Kurven. Am Behälter hinter dem Führerstand ist ein doppelter Wasserschöpfer angebracht, so daß Wasser aus den Schienentrögen beim Fahren nach jeder Richtung hin aufgenommen werden kann. Der Hinterbehälter steht mit den Seitenbehältern durch Rohrleitungen in Verbindung, so daß das von ihm aufgenommene Wasser auch in die übrigen Behälter gelangt. Diese Lokomotiven haben im Betrieb sehr befriedigt, und es ist eine Anzahl von ihnen in Dienst gestellt worden.

In den letzten paar Jahren hat sich der Verkehr mit Eisenbahnmotorwagen in Großbritannien stark entwickelt, um die Bedürfnisse des Personenverkehrs auf geringe Entfernungen zu befriedigen, und die Great Central-Eisenbahn ist unter den ersten gewesen, die diese Betriebsart angenommen haben. Bei den Wagen, Fig. 13 bis 16, ist der Triebwerkteil mit dem Personenwagen verschmolzen, und beide liegen auf demselben Rahmen. Das eiserne Untergestell wird an einem Ende von einem Drehgestell unterstützt, dessen Räder gebremst werden können. Das andre Ende des Wagens ruht auf dem Maschinendrehgestell und ist so eingerichtet, daß die Erzitterungen, die von der Maschine herrühren, auf den Wagen nicht übertragen werden. Das Maschinendrehgestell wird von einem Paar wagerechter Zylinder angetrieben, die außen am Rahmen sitzen und oben die Schieberkasten tragen. Die entlasteten Flachschieber werden durch Heusinger-Steuerung angetrieben. Die Zylinder haben 305 mm Dmr. und 407 mm Hub. Die Räder des Maschinendrehgestelles haben 1143 mm Dmr. und 2590 mm Achsenabstand. Sie sind miteinander gekuppelt, und die Pleuelstangen wirken auf Kurbelzapfen an der hinteren Achse.



Der Kessel ist ein stehender Röhrenkessel von 1648 mm Dmr. innen, während die kupferne Feuerbüchse 1267 mm Außendurchmesser hat. Er enthält 450 kupferne Röhren von 32 mm Dmr., die 51,84 qm Heizfläche darbieten; dazu kommen noch 4,87 qm Heizfläche der Feuerbüchse, so daß die Gesamtheizfläche 56,71 qm beträgt. Die Rostfläche beläuft sich auf 1,21 qm, der Dampfdruck auf 10,5 at. Die Wagen, die über die Buffer 19,875 m lang sind, enthalten 6 Abteile, die sich wie folgt aneinanderreihen: Maschinenabteil, Gepäckraum, Abteil I. Klasse, desgl. III. Klasse, Rauchabteil III. Klasse und Führerabteil. Ein Quergang mit Klapptüren trennt die I. von der III. Klasse. Es sind Tritte vorgesehen, die den Zugang zum Wagen entweder vom Bahnsteig oder von Schienenhöhe aus gestatten; sie sind so aufgehängt, daß sie, wenn nicht in Gebrauch, in die Weite des gewöhnlichen Laufbrettes eingeschwenkt werden; wenn sie aber benutzt werden sollen, werden sie nach außen gedrückt. Die Tritte stehen mit der Anordnung der Vakuumbremse derart in Verbindung, daß die Bremse nicht gelöst werden kann, solange die Tritte nicht eingeschwenkt sind. Der Wagen kann 12 Fahrgäste I. Klasse und 44 III. Klasse sowie das entsprechende Gepäck aufnehmen.

Fig. 17. $^{3}/_{3}$-gekuppelte Güterzuglokomotive.



Regulator, Steuerung, Dampfpfeife, Vakuum- und Handbremse können vom Führer nach Belieben von jedem Ende aus bedient werden, gemäß der Richtung, in welcher der Wagen fährt.

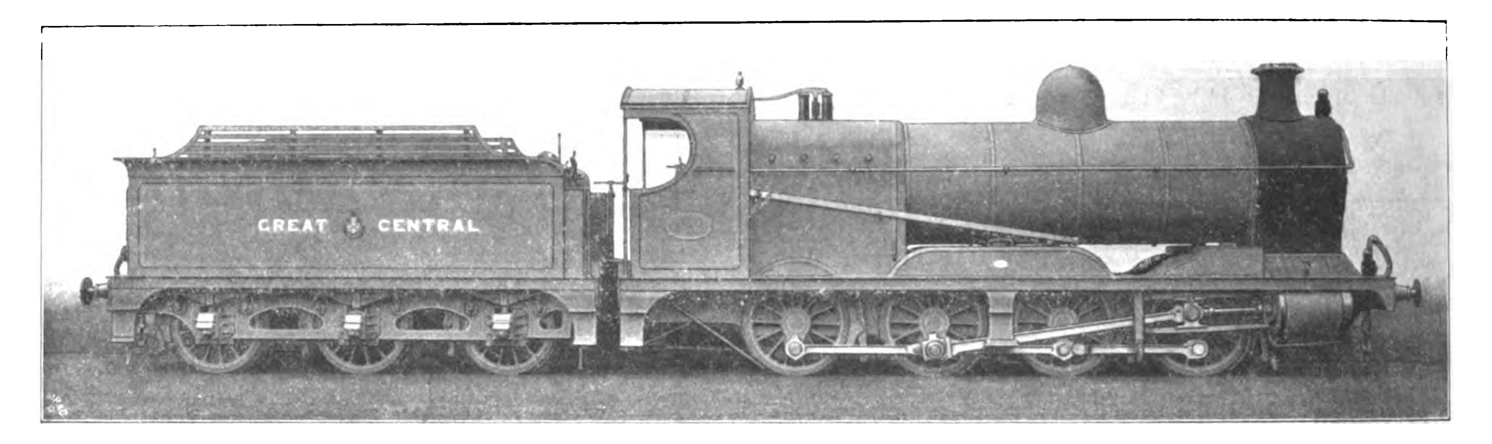
Der Wagen wird elektrisch beleuchtet, und die stromliefernde Dynamo wird mittels Riemens von einer Scheibe angetrieben, die auf einer der Drehgestellachsen sitzt. Kohle wird im Maschinenabteil mitgeführt, Wasser in Behältern, die an der Unterseite des Rahmens aufgehängt sind, ebenso wie die Akkumulatoren und die Dynamo für die Beleuchtung. Die Personenabteile werden mit dem Auspuffdampf der Maschine geheizt. Der Kessel ist mit zwei Ashton-Sicherheitsventilen von 76 mm Dmr. ausgestattet. An Wasser werden 2,5 cbm mitgeführt. Die Wagen wiegen leer 44,7 t, wovon 30,2 t auf dem Maschinendrehgestell, die übrigen auf dem Wagendrehgestell ruhen. Die Maschine vermag eine Zugkraft bis zu 3030 kg zu leisten.

Die Wagen laufen im Londoner Bezirk und ebenso in andern stark bevölkerten Bezirken der Great Central-Eisenbahn. Aushülfsweise werden sie auch mit Vorteil auf Ueberlandstrecken benutzt, wo der Verkehr dünn und nur ein beschränkter Zugdienst erforderlich ist. In ländlichen Bezirken sind an Schienenkreuzungen und sonstwo seitliche Bahnsteige angebracht, um den Fahrgästen das Ein- und Aussteigen auch an andern Stellen als den regelrechten Stationen zu ermöglichen; auf diese Weise wird das Publikum ermutigt, auch dort die Eisenbahn zu benutzen, wo es sonst darauf verzichten würde, weil es oft bis zur nächsten Station eine erhebliche Entfernung zurücklegen müßte.

Die Güterzuglokomotiven, die J. G. Robinson für die

Great Central Railway entworfen hat, haben zweierlei Gestalt. Eine davon hat drei, die andre vier Kuppelachsen, und in beiden Fällen fehlen Laufachsen, so daß das ganze Lokomotivgewicht für die Adhäsion ausgenutzt wird. Fig. 17 stellt eine $^3/_3$-gekuppelte Lokomotive dar. Sie hat innenliegende Zylinder, welche die mittlere Achse antreiben. Die $^4/_4$-gekuppelte Lokomotive, Fig. 18, hat dagegen Außenzylinder, die auf die dritte Achse arbeiten. Beide Lokomotiven haben Belpaire-Kessel mit vier Ramsbottomschen Sicherheitsventilen über der Feuerbüchse. Nach englischen Verhältnissen beurteilt, sind beide Lokomotiven groß, und die $^4/_4$-gekuppelte ist außerordentlich leistungsfähig. Lokomotiven dieser Art vermögen Zuggewichte von 800 bis 900 t auf allen Abschnitten der Hauptstrecken zu befördern, und sie haben sogar Züge von 1000 t auf den Strecken mit geringen Neigungen gefahren. Die $^3/_3$-gekuppelten Lokomotiven ziehen Güterzüge von 500 bis 600 t Gewicht im regelmäßigen Betrieb; aber auch sie können größere Lasten bewältigen, wo dies erforderlich wird. Die Lokomotiven beider Klassen haben Stephensonsche Kulissensteuerung und entlastete Flachschieber.

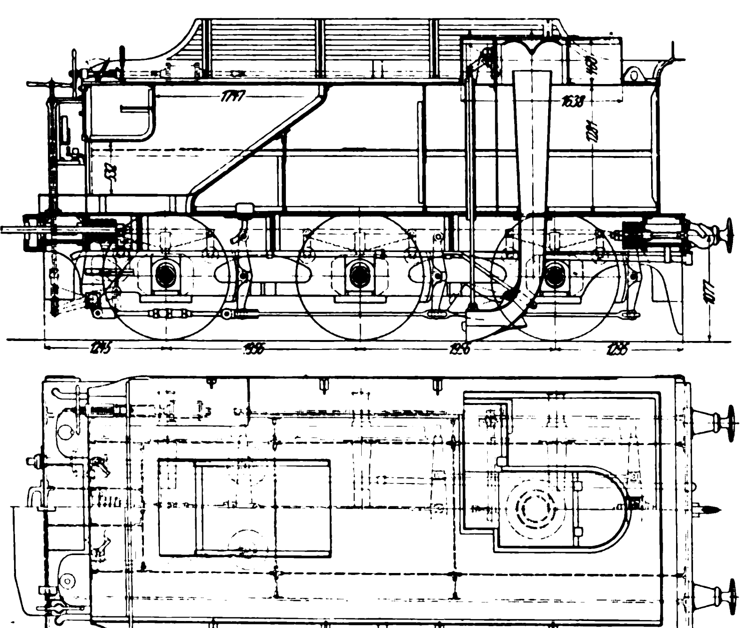
Fig. 18. $^4/_4$-gekuppelte Güterzuglokomotive.

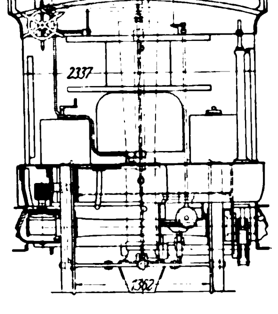


Alle Tender, die von dem gegenwärtigen Oberingenieur der Great Central-Eisenbahn herrühren, sind mit verbesserten Einrichtungen zur Wasseraufnahme versehen, die dem Genannten patentiert sind. Fig. 19 bis 21 zeigen die Anordnung, bestehend aus einem gußeisernen Rohr mit Ansatz aus Stahlguß, der das Wasser über dem höchsten Wasserspiegel des gefüllten Behälters ausströmen läßt. Der Querschnitt der Rohrleitung nimmt von Beginn bis zum Ausgußende beständig zu, wodurch die Geschwindigkeit des Wassers nach und nach verringert und dementsprechend die lebendige Kraft bis zum Austritt in den Behälter aufgezehrt wird, während gleichzeitig Energieverluste durch Wirbelung vermieden und die Austrittmenge bei einer gegebenen Geschwindigkeit auf ihr höchstes Maß gebracht wird. Die Rohrleitung endet unten in einen gußstählernen Schöpfer mit dünner stählerner Bodenplatte, welche in das Wasser eintritt. Eine Haube von Eisenblech ist am Schöpfer befestigt, damit ein Wasserverlust verhindert wird, der sonst unausbleiblich wäre. Der Schöpfer wird heruntergelassen mit Hülfe eines Handrades, das mittels einer dreigängigen Schraube auf eine Hebelanordnung wirkt, und wird durch dieselben Mittel in die Höhe gezogen, wobei ein Hülfsdampfzylinder in Tätigkeit tritt. Der letztere hat 127 mm Dmr. und 229 mm Hub und liegt in der Achse der Schraube; seine Kolbenstange ist mit dem einen Ende mit der Mutter verbunden, die sich auf der Schraube des Handrades verschiebt, während das andre Ende an dem Hebel angreift, der die Zugstange in Bewegung setzt. Der Kolben bewegt sich demzufolge mit der Mutter. Der Zylinder hat zwei Eingänge, einen am hinteren Ende für den Dampfeintritt zum Heben des Schöpfers, den andern in der Mitte für den Auspuff; dieser letztere Austritt wird vom Kolben nach dem halben Hub freigelegt. Der Dampf wird durch einen einfachen Hahn zwischen dem Dampfkessel und dem hinteren Zylindereingang zugelassen.

Fig. 19 bis 21.

Tender mit Einrichtung zur Wasseraufnahme während der Fahrt.





Das Verfahren zur Bedienung der Schöpfvorrichtung ist folgendes: Beim Annähern an einen Trog wird der Schöpfer mit der Hand heruntergelassen, bis sein unterer Rand 16 mm unter Schienenkante liegt, was einer Eintauchung von 60 mm entspricht. Zum Heben wird der Dampfhahn geöffnet, indem der Hebel neben dem Handrad in seine rückwärtige Stellung gelegt wird; nunmehr entlastet der Dampfdruck auf den Kolben die Schraube nahezu vom gesamten Gewicht des Schöpfers und gibt die Möglichkeit, das Handrad schnell zu drehen. Nachdem 100 mm Hub zurückgelegt sind, beginnt der Kolben die Auspufföffnung freizulegen, und zur gleichen Zeit kommt eine Nase an der Mutter mit dem Hebel des Dampfschiebers in Berührung, der nunmehr zu schließen beginnt. Die letzten 125 mm Hub werden daher teils unter Dampfdruck, aber hauptsächlich durch Betätigung mittels der Hand zurückgelegt, und es wird damit

vermieden, daß die Mutter unter Dampfdruck eine zu große Geschwindigkeit gewinnt und die Bewegung selbsttätig beendigt wird, ohne Aufmerksamkeit seitens des Bedienenden.

Jede Gefahr, daß die Schöpfvorrichtung die Enden des Troges trifft, ist vermieden, indem die Schienen an diesen Stellen so verlegt sind, daß sich der Zug gegenüber dem Wasserspiegel um das erforderliche Maß hebt und wieder senkt. Innerhalb des Tenderkastens über dem Zuführrohr ist eine Haube angeordnet, die das Wasser nach unten in den Behälter ablenkt; sie hat kreisrunde Form mit einer mittleren kegelförmigen Einsenkung und abwärts gekrümmten Rändern.

Ich habe diese Wasserentnahmevorrichtung bei Geschwindigkeiten zwischen 16 und 100 km erprobt und stets gefunden, daß sie durchaus befriedigend arbeitet[1]).

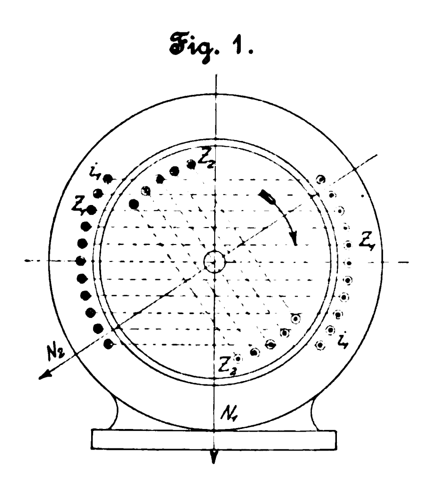
[1]) Photographien und Zeichnungen zu dem vorstehenden Aufsatz sind von Hrn. J. G Robinson, Chief Mechanical Engineer der Great Central Railway, freundlichst zur Verfügung gestellt worden.

Eine einfache Herleitung der Betriebkurven einer Wechselstrommaschine.[1])

Von **Hermann Zipp**, Ingenieur und Dozent am städtischen Friedrichs-Polytechnikum zu Cöthen.

In Fig. 1 ist die einfachste Form einer Wechselstrommaschine, und zwar einer zweipoligen Anordnung, dargestellt. In dieser Figur sind Z_1 die erregenden Windungen, Z_2 die umlaufenden Ankerwindungen. Die mit Gleichstrom i_1 gespeisten Windungen Z_1 erzeugen einen Kraftlinienstrom N_1 von der Kraftlinienzahl

$$N_1 = \frac{MMK_1}{W_m}.$$



Hierin bezeichnet MMK_1 die magnetomotorische Kraft $\frac{4\pi}{10} Z_1 i_1$ und W_m den magnetischen Widerstand der Kraftlinienbahn $\frac{l}{q\mu}$.

Wenn sich nun in diesem Kraftlinienstrom die Z_2-Windungen mit n Uml./sk bewegen, so entsteht im Anker eine elektromotorische Kraft, deren Größe sich während einer Umdrehung nach einer Sinuskurve mit dem Scheitelwert

$$\overline{E} = N_1\, 2\pi n Z_2\, 10^{-8}\, V$$

und dem wirklichen (quadratischen) Mittelwert, dem sogen. Effektivwert,

$$E = \frac{N_1}{\sqrt{2}}\, 2\pi n Z_2\, 10^{-8}\, V$$

ändert.

Wenn ferner die Ankerklemmen durch den äußeren Widerstand R_2 geschlossen werden, wird ein Strom i_2 durch den Anker fließen. Dieser Strom i_2 erzeugt eine magnetomotorische Kraft

$$MMK_2 = \frac{4\pi}{10} i_2 Z_2$$

und ein Feld

$$N_2 = \frac{MMK_2}{W_m};$$

denn der Anker mit seinen Spulen stellt ebenfalls einen Elektromagneten dar.

Die meisten gebräuchlichen Theorien fußen nun darauf, daß durch dieses Feld N_2, das sich ja in Sinusform in den Ankerspulen nach Größe und Richtung ändert, eine elektromotorische Kraft der Selbstinduktion mit dem Effektivwert

$$E_{s2} = \frac{N_2}{\sqrt{2}}\, 2\pi n Z_2\, 10^{-8} = i_2\, \omega\, L_2\, V$$

erzeugt wird, worin L_2 der sogenannte Selbstinduktionskoeffizient der Ankerwicklung ist. Hierbei muß E_{s2} senkrecht auf N_2 und i_2 stehen, wie Fig. 2 zeigt.

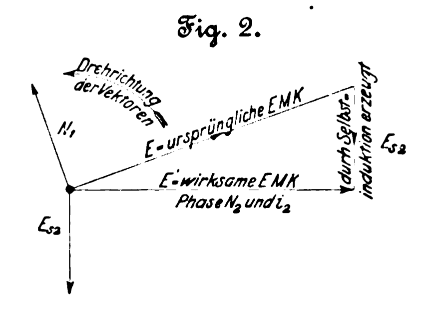
Man hat nun 3 Spannungen zu betrachten, nämlich die durch Umlauf der Ankerspule im magnetischen Feld N_1 erzeugte EMK

$$E = \frac{N_1}{\sqrt{2}}\, 2\pi n Z_2\, 10^{-8},$$

ferner $$E_{s2} = i_2\, \omega\, L_2$$

und $$E' = i_2 (r_2 + R_2).$$

Hierin ist E' die Spannung, welche den Strom i_2 durch den Ankerwiderstand r_2 und den äußeren Widerstand R_2 treibt; E' ist also die wirksame EMK der Maschine, die sich in die beiden Teile $\varepsilon_2 = i_2 r_2$, also den Spannungsverbrauch im Anker, und $e = i_2 R_2$, die Klemmenspannung des Ankers, zerlegt. Da nun E' in gleicher Phase mit i_2 liegen muß, muß E' gegen E_{s2} um 90° versetzt sein, woraus sich die Erklärung des Diagrammes in Fig. 2 ergibt. Mit wachsender Ankerstromstärke muß natürlich E_{s2} auf Kosten des abnehmenden Wertes von E' größer werden.



Diese Art der Herleitung des Maschinendiagrammes setzt nun das Vorhandensein zweier Felder N_1 und N_2 nebeneinander und für sich voraus. Die beiden Felder durchsetzen natürlich den Anker, und wenn man eine Materialfaser des Ankerkernes herausgreift, so müßte diese gleichzeitig durch die Kraftlinien N_1 und N_2 magnetisiert sein. Nun ist aber eine gleichzeitige Magnetisierung eines Eisenmoleküls in der Weise, daß es von mehreren Feldern durchsetzt wird, ganz unmöglich; das würde der Molekulartheorie des Magnetismus widersprechen. Vielmehr müssen die beiden Felder N_1 und N_2 ein resultierendes Feld N_R erzeugen, das nach der Gleichung

$$\frac{N_R}{\sqrt{2}}\, 2\pi n Z_2\, 10^{-8} = E = i_2 (r_2 + R_2)$$

eine einheitliche elektromotorische Kraft E hervorruft, die dazu dient, den Strom i_2, der seinerseits das Feld N_2 erzeugt, durch die Widerstände r_2 des Ankers und R_2 der Belastung zu treiben. Wenn man dieser Auffassung zustimmt, ist man sowohl der oben erwähnten unrichtigen Annahme über die Magnetisierung als auch der Notwendigkeit enthoben, das Belastungsdiagramm durch 3 Spannungsgrößen erklären zu müssen. Hierbei ist ferner der Umstand von Bedeutung, daß man ohne den Begriff der »Selbstinduktion« auskommt, dessen Entfernung aus der **praktischen** Elektrotechnik nur zu wünschen ist[1]). Dieser Begriff ist sehr wohl bei der theoretischen Behandlung der Maschinen, Motoren und Transformatoren entbehrlich; er darf wegen seiner großen Veränderlichkeit auch nur mit Vorsicht benutzt werden.

So kann man denn statt von dem in Fig. 2 dargestellten Spannungsdiagramm von dem in Fig. 3 gezeichneten Felddiagramm ausgehend alles Weitere ableiten. Wenn dem

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Elektrotechnik) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[1]) Vergl. Elektrotechnische Zeitschrift 1906 S. 427.

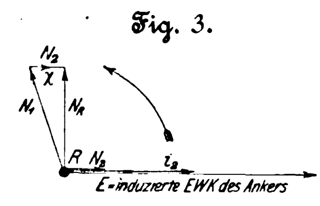


Fig. 3.

Anker ein Strom i_2 entnommen werden soll, der den äußeren Stromkreis mit dem Widerstand R_2 durchfließt, so ist die Klemmenspannung $e = i_2 R_2$; gleichzeitig verursacht der Strom i_2 im Ankerwiderstand r_2 einen Spannungsabfall $\varepsilon_2 = i_2 r_2$ V. Die Summe dieser Spannungen $e + \varepsilon_2$ muß die erzeugte EMK darstellen, so daß also, bezogen auf den wirklichen Mittelwert,

$$E = i_2 (r_2 + R_2) = \frac{N_R}{\sqrt{2}} 2 \pi n Z_2 10^{-8}$$

ist. Das durch i_2 erzeugte Feld liegt in Phase mit i_2 und das erzeugende Hauptfeld N_R muß E, also auch i_2 um 90° voreilen, was aus der Grundgleichung $E = \frac{d N_R}{dt}$ folgt. Aus dem Hauptfeld N_R, das ja nach obiger Gleichung berechenbar ist, und aus der einen Komponente N_2, die senkrecht auf N_R steht und die ebenfalls aus der Beziehung

$$\overline{N}_2 = \frac{4 \pi}{10} \frac{Z i_2 \sqrt{2}}{W_m}$$

ermittelt werden kann, ergibt sich die Komponente N_1 als Resultierende. Hierbei ist N_1, also das Feld, welches durch die Gleichstromerregung $i_1 Z_1$ erzeugt wird, auch als eine in bezug auf die Spulenebene des Ankers sich sinusartig ändernde Größe zu betrachten, so daß ihre Einführung in das Vektorendiagramm zulässig ist. Wenn demnach in dem Felddreieck die beiden Größen N_2 und N_R in ihren Scheitelwerten eingetragen werden, ergibt sich sofort N_1 als der wahre Feldwert des Gleichstromfeldes. Aus dem in Fig. 3 dargestellten Felddiagramm lassen sich nun folgende wichtige Zusammenhänge entnehmen.

1) Für den Winkel χ, den N_1 und N_2 einschließen, gilt die Gleichung

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\overline{N}_R}{\overline{N}_2}.$$

Nach den oben abgeleiteten Gleichungen ergibt sich ferner

$$\overline{N}_R = \frac{E \sqrt{2}}{2 \pi n Z_2 10^{-8}} = \frac{i_2 (r_2 + R_2) \sqrt{2}}{2 \pi n Z_2 10^{-8}}$$

$$\overline{N}_2 = \frac{4 \pi}{10} \frac{Z_2 i_2 \sqrt{2}}{W_m}.$$

Also ist

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{i_2 (r_2 + R_2) \sqrt{2}}{2 \pi n Z_2 10^{-8} \frac{4 \pi}{10} \frac{Z_2 i_2 \sqrt{2}}{W_m}} = \frac{r_2 + R_2}{2 \pi n \frac{4 \pi Z_2^2}{W_m} 10^{-9}} = c (r_2 + R_2).$$

In diesem Ausdruck stellt der Wert $\frac{4 \pi Z_2^2}{W_m} 10^{-9}$ den Selbstinduktionskoeffizienten L_2 der Ankerwicklung dar und $2 \pi n$ die Winkelgeschwindigkeit ω, so daß unter dem Bruchstrich der Ausdruck ωL_2 steht, der in der Wechselstromtechnik als die »Induktanz« eines induktiven Stromkreises bezeichnet wird und die Dimension eines Widerstandes besitzt; demnach stellt, da Zähler und Nenner gleiche Dimensionen haben, der ganze Bruch eine unbenannte Zahl dar.

Die Grenzen der Belastungsfähigkeit der Maschine, also auch die Grenzen für den Winkel χ, ergeben sich, wenn man für R_2 einmal den Wert ∞ bei Leerlauf und das andre Mal den Wert 0 für Kurzschluß der Ankerklemmen einsetzt. Im ersten Fall erhält man

$$\operatorname{tg} \chi = c (r_2 + \infty) = \infty \; ; \; \sphericalangle \chi = 90^0.$$

Dieser Wert $\chi = 90^0$ ist aber nur möglich, wenn $N_2 = 0$ ist, wenn also die Maschine leer läuft.

Im zweiten Fall ist

$$\operatorname{tg} \chi = c (r_2 + 0) = c r_2,$$

d. h., wenn bei gleichbleibender Erregung N_1 der Anker kurz geschlossen wird, so fällt der Kurzschlußstrom um so größer aus, je kleiner der Ankerwiderstand r_2 gewählt wird.

Das Ergebnis dieser Ableitung besteht demnach in dem Nachweis, daß der Winkel χ und mithin die Gestaltung des Felddreieckes nur von der einzigen Veränderlichen R_2, dem äußeren Widerstand, abhängig ist, und zwar unter der Voraussetzung, daß die Umlaufzahl n nicht verändert wird. Die wahre Größe des Felddreieckes wird einzig und allein durch die Wahl des Erregerfeldes N_1 bestimmt.

2) Aus der Beziehung $N_R = \sqrt{N_1^2 - N_2^2}$, die sich unmittelbar aus Fig. 3 ablesen läßt und aus der Induktionsgleichung $E = \frac{N_R}{\sqrt{2}} 2 \pi n Z_2 10^{-8}$ ergibt sich

$$E = \sqrt{\overline{N}_1^2 - \overline{N}_2^2} \frac{2 \pi n}{\sqrt{2}} Z_2 10^{-8}.$$

Indem man noch die Werte für N_1 und N_2 einsetzt, erhält man

$$E = \frac{4 \pi}{W_m 10} \sqrt{(\overline{i_1 Z_1})^2 - (\overline{i_2 Z_2})^2} \frac{2 \pi n}{\sqrt{2}} Z_2 10^{-8}.$$

Aus dieser Gleichung lassen sich wichtige Anhaltspunkte für die bauliche Anordnung der Maschinen entnehmen. Man sieht, daß die erzeugte elektromotorische Kraft E bei gegebener Erregung i_1 um so kleiner wird, je größere Werte das Produkt $i_2 Z_2$ annimmt; deshalb zeigt diejenige Maschine den geringeren Spannungsabfall, die wenige Ankerwindungen besitzt.

Aus diesem Grunde muß man, wenn eine Wechselstrommaschine, die doch bei einer gegebenen Polzahl an eine bestimmte Umlaufzahl n gebunden ist, eine geforderte Spannung E erzeugen soll, dem Anker so wenig Windungen als irgend möglich geben und dafür das Feld N_1 möglichst hoch wählen; dann hat man die Gewähr, daß auch große Belastungsströme i_2 nur verhältnismäßig geringe Werte des Produktes $i_2 Z_2$ erzeugen können, so daß der Abfall von E mit wachsendem Strom innerhalb bestimmter Grenzen bleibt. Nun kann man bei einem gegebenen Feldgestell das Feld N_1 nicht auf eine beliebige Höhe bringen, man ist vielmehr an die magnetische Aufnahmefähigkeit der Magnetpole gebunden; außerdem wachsen die Verluste im Ankereisen durch Hysteresis nach der 1,6ten Potenz der Magnetisierung und die Wirbelstromverluste nach der zweiten Potenz. Man muß demnach zwischen diesen Wirkungen, nämlich auf der einen Seite größerem Spannungsabfall, auf der andern Seite Zunahme der Eisenverluste, einen Ausgleich schaffen, um zu der günstigsten Größe für das Gleichstromfeld N_1 zu gelangen, und von diesem Wert ausgehend bestimmt man die Zahl der Ankerwindungen Z_2. Nähere Mitteilungen zu dieser Frage behalte ich mir für einen späteren Aufsatz vor.

3) Was die für den Antrieb der Maschine erforderliche Leistung anbelangt, so läßt sich folgendes aus dem Diagramm herleiten. Nach dem Biot-Savartschen Gesetz hat die Zugkraft, die ein vom Strom i_2 durchflossener Stab im wirksamen Feld N_R von der Sättigung B entwickelt, den Wert $f = c B i_2 = c' N_R i_2$ Dyn. Da ferner $i_2 = c'' N_2$ ist, ist $f = c''' N_R N_2$ Dyn. Hat der Anker einen Halbmesser von ϱ cm, so ist das Drehmoment M_d von der Größe

$$M_d = c''' N_R N_2 \varrho \text{ cm-Dyn},$$

und die Leistung A bei n sekundlichen Umdrehungen erhält man aus der Beziehung

$$A = M_d \omega = c''' \overline{N}_R \overline{N}_2 \varrho 2 \pi n \text{ Erg/sk}.$$

Es fragt sich jetzt, wie groß die Ziffer c''' ist. Das findet sich aus folgender Ueberlegung. Nach dem Gesetz von der Erhaltung der Energie muß die zum Antrieb verwendete mechanische Energie A in elektrischer Form wieder erscheinen und hat hier den Wert

$$a = E i_2 \text{ Watt} = E i_2 10^7 \text{ Erg}.$$

Mithin ergibt sich die Gleichung

$$E i_2 = c''' \overline{N}_R \overline{N}_2 \varrho 2 \pi n 10^{-7}.$$

Nun ist wieder $E = \frac{N_R}{\sqrt{2}} Z_2 2 \pi n 10^{-8}$

und

$$i_2 = \frac{N_2}{\sqrt{2}} \frac{10 W_m}{4 \pi Z_2},$$

und daher ist

$$c''' = \frac{W_m}{8 \pi \varrho}.$$

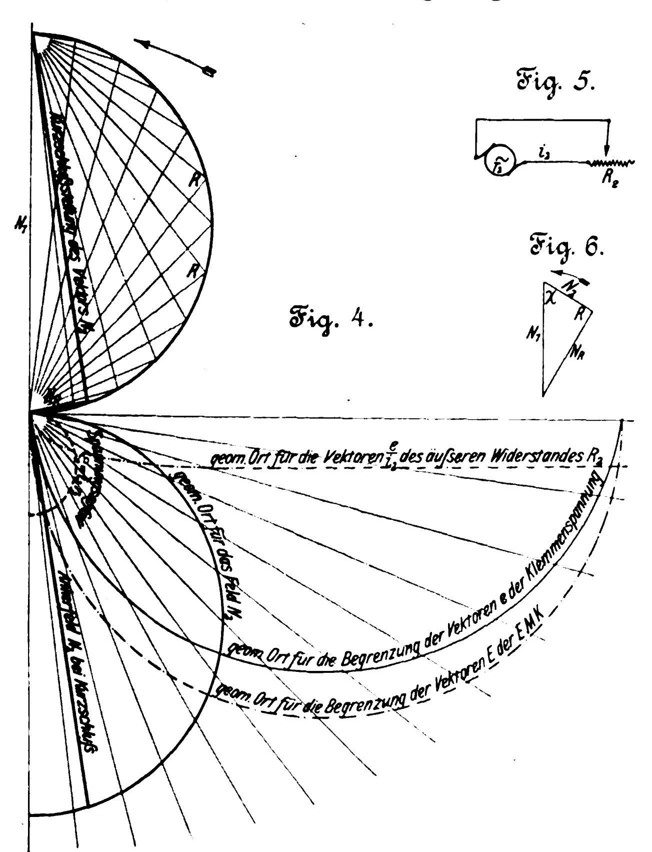
Man kann demnach durch das jeweilige Produkt der aus dem Diagramm zu entnehmenden Feldgrößen die elektrische und die mechanische Leistung der Maschine bestimmen, da die Ziffer c'' für ein gegebenes Maschinenmodell berechenbar ist. Man erhält die Gleichungen

$$a = \frac{W_m}{4} \overline{N_R}\, \overline{N_2}\, n\, 10^{-7} \text{ Watt}$$

und

$$a = \frac{W_m}{4} \frac{\overline{N_R}\, \overline{N_2}}{736} n\, 10^{-7} \text{ PS.}$$

Aus Fig. 3 ergibt sich, daß zu dem gegebenen Erregerfeld N_1 unendlich viele Felder N_2 und N_R gefunden werden können, die aber alle der Bedingung genügen müssen, daß N_2 senkrecht auf N_R steht; gleichzeitig muß immer N_1 die Hypothenuse zu den beiden Katheten N_2 und N_R sein. Deshalb kann man aus dem über N_1 beschriebenen Halbkreis, dem geometrischen Ort für den rechten Winkel im Felddreieck, rückwärts alle möglichen Zerlegungen von N_1 durchführen und aus den so gefundenen Katheten N_2 und N_R den zugehörigen Strom und die zugehörige elektromotorische Kraft berechnen oder an Hand einer Hülfskonstruktion mittels ähnlicher Dreiecke zeichnerisch ermitteln, da ja zwischen i_2 und $\overline{N_2}$ einerseits und zwischen $\overline{N_R}$ und E anderseits die Beziehungen bestehn:



$$\frac{E}{\overline{N_R}} = \frac{Z_2\, 2\, \pi\, n\, 10^{-8}}{\sqrt{2}} = C_I$$

und

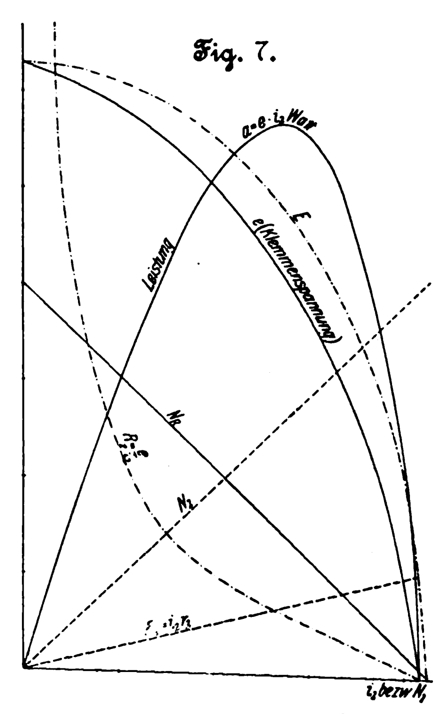
$$\frac{i_2}{\overline{N_2}} = \frac{10\, W_m}{\sqrt{2}\; 4\, \pi\, Z_2} = C_{II},$$

worin C_I und C_{II} unveränderliche Ziffern sind, wenigstens für das Gebiet unterhalb der magnetischen Sättigung

Trägt man nun noch in das Vektorendiagramm die entsprechenden Werte von i_2 und E_2 ein, und verbindet man die Endpunkte der entsprechenden Vektoren, so erhält man die Betriebskurven der Wechselstrommaschine in polarer Darstellung nach Fig. 4 Nach Fig. 5 werde der Anker der Wechselstrommaschine mit allmählich abnehmenden Widerständen R_2 belastet, während die Gleichstromerregung N_1 konstant gehalten wird; dann wächst das Ankerfeld N_2 in gleichem Maße wie der Ankerstrom i_2, und für einen bestimmten Belastungszustand ergibt sich die in Fig. 6 dargestellte Schwächung des Feldes N_1 durch N_2, so daß als resultierendes, spannungerzeugendes Feld N_R entsteht. In Fig. 4 sind mehrere sehr verschiedene Belastungsfälle dargestellt. Die Endpunkte der Vektoren E, also der wirklich erzeugten elektromotorischen Kraft, der Klemmenspannung e, des Spannungsverlustes im Anker $\varepsilon_2 = i_2 r_2$ und des Ankerfeldes N_2 sind durch Kreise miteinander verbunden. Ebenso ist der Verlauf der Größe $\frac{e}{i_2}$, also des äußeren Widerstandes R, eingezeichnet, die bei Leerlauf nach dem oben Gesagten den Wert ∞ und bei Kurzschluß des Ankers den Wert 0 besitzt.

Die Kurzschlußstellung der Vektoren ist in Fig. 4 durch starke Striche hervorgehoben. Bei Kurzschluß, wo also die Klemmenspannung = 0 ist, muß die ganze erzeugte elektromotorische Kraft durch den Spannungsverlust im Anker, hervorgerufen durch den Kurzschlußstrom i_2, verbraucht werden. Für Kurzschluß gilt also die Gleichung $E = i_2 r_2 = \varepsilon_2$; d. h. die Phase des Kurzschlußstromes i_2 und des zugehörigen Feldes N_2 muß durch den Schnittpunkt der geometrischen Oerter für E und für $\varepsilon_2 = i_2 r_2$ gehen, s. Fig. 4 [1]).

Die elektromotorische Kraft, die den Kurzschlußstrom erzeugt, muß dabei durch das ebenfalls stark ausgezogene Feld N_R im Felddiagramm erzeugt werden. Aus dieser polaren Darstellung lassen sich nun die kennzeichnenden Betriebkurven der Wechselstrommaschine bei Belastung durch Ohmsche Widerstände, z. B. durch Glühlampen, ermitteln. Diese Kurven sind in einem rechtwinkligen Koordinatensystem darzustellen als Abhängige des Ankerstromes i_2 oder des Ankerfeldes N_2, Fig. 7. Zu den Abszissenwerten N_2 sind die entsprechenden, aus Fig. 4 zu entnehmenden Werte von N_R, N_2, ε_2, E, e und R eingetragen. Außerdem sind noch die berechneten Werte $e\,i_2$ der äußeren Leistung a in Watt eingezeichnet.



Besonders bemerkenswert an dieser Darstellung ist der starke Abfall der Klemmenspannung e, die dort gleich null wird, wo die elektromotorische Kraft E bei Kurzschluß durch den Spannungsabfall im Anker ε_2 verbraucht wird, wo sich also die Kurven ε_2 und E schneiden. In diesem Punkte wird auch der äußere Widerstand, da doch Kurzschluß vorliegt, gleich null.

Die Kurve der Leistung a zeigt für einen bestimmten Strom i_2 einen höchsten Wert, d. h. bei diesem Strom ist die größte Leistungsfähigkeit der Maschine erreicht; nachher nimmt sie wieder ab, um bei Kurzschluß ganz zu verschwinden. Zu bemerken ist noch, daß die in Fig. 4 bis 7 gezeichneten Werte dem rechnerischen Entwurf einer Hochspannungsmaschine entsprechen, die wegen der vielen Windungen des Ankers einen starken Abfall der elektromotorischen Kraft zeigt. Die Werte stimmen vollkommen mit den durch Versuche an vielen Maschinen ermittelten überein.

Die Verhältnisse werden verwickelter, wenn man die Wechselstrommaschine durch einen induktiven Widerstand, etwa durch einen Transformator oder durch einen Motor, be-

[1]) Die Maßstäbe sind zur Vereinfachung der Konstruktion so gewählt, daß die zusammengehörigen Werte von N_2 und i_2 durch denselben Vektor dargestellt werden.

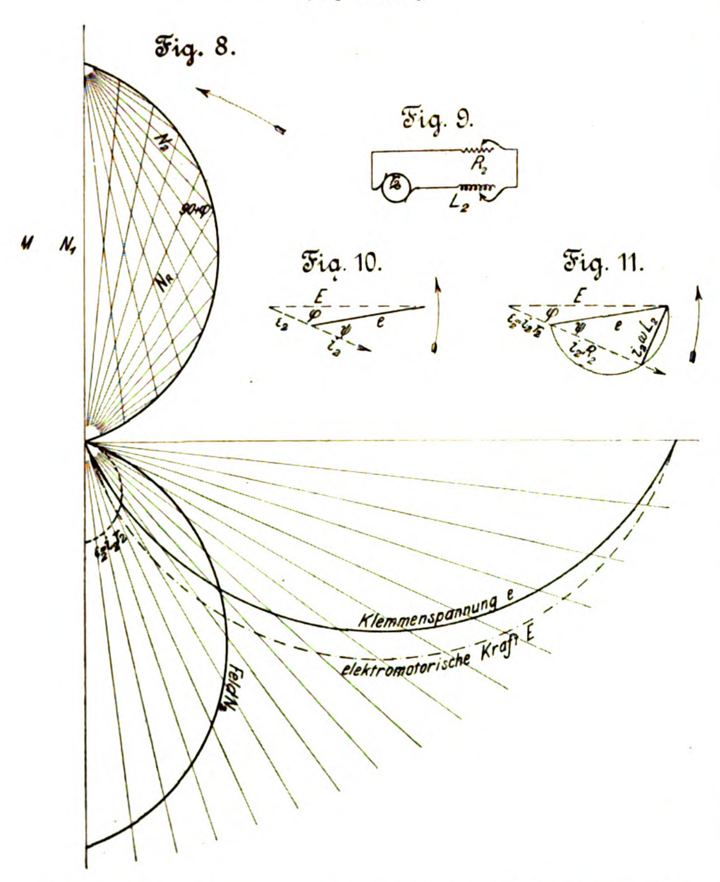
lastet. Dieser wichtigste Belastungsfall ist in Fig. 8 bis 13 behandelt. Die Maschine sei nach Fig. 9 belastet durch eine Spule mit magnetischen Eigenschaften, also z. B. durch die Primärwicklung eines Transformators, dessen Selbstinduktion gleich L_2 (in Henry ausgedrückt) sei, und durch einen Widerstand von R_2 Ohm. Dann tritt nach den Gesetzen der Wechselstromtheorie ein Nacheilen des Stromes i_2 gegenüber der Klemmenspannung e ein, und zwar um den Winkel ψ, dessen Größe aus der Beziehung

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\omega L_2}{R_2}$$

zu ermitteln ist, worin $\omega = 2\pi n$ die Wechselgeschwindigkeit des Stromes bedeutet, die für die normale in Deutschland gebräuchliche Frequenz $n = 50$ Per./sk den Wert 314 hat.

Der Strom i_2 berechnet sich aus der Gleichung

$$i_2 = \frac{e}{\sqrt{R_2^2 + (\omega L_2)^2}},$$



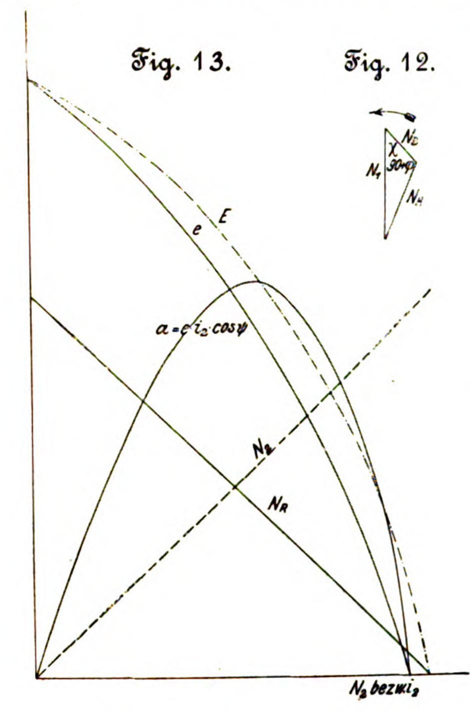
wie ich schon in einem früheren Aufsatz[1]) dargelegt habe. In Fig. 10 ist für einen bestimmten Fall die Nacheilung von i_2 gegenüber e um den Winkel ψ dargestellt. Der Strom i_2, der von der Klemmenspannung e durch den äußeren Stromkreis getrieben wird, verbraucht im Ankerwiderstand r_2 der Maschine eine Spannung $\varepsilon_2 = i_2 r_2$, und die elektromotorische Kraft der Maschine muß sich ergeben als die geometrische Summe von e und ε_2, also als die Resultierende E. In Fig. 11 ist die zeichnerische Darstellung der Figur 6 insofern erweitert, als hier die Klemmenspannung e in die sogenannte Wattkomponente $i_2 R_2$ und die wattlose Komponente $i_2 \omega L_2$ zerlegt ist.

Der Ankerstrom i_2 wird nun ein Feld N_2 erzeugen, das mit i_2 in gleicher Richtung liegt; N_1 und N_2 müssen sich zu einem resultierenden Felde N_R zusammensetzen, und N_R muß senkrecht auf E stehen. Daraus ergibt sich, daß jetzt nicht mehr N_R auch auf N_2 senkrecht steht, sondern, weil i_2 gegenüber E um den Winkel φ, Fig. 10 und 11, nacheilt, mit N_2 einen stumpfen Winkel $(90 + \varphi)^0$ einschließen muß, Fig. 12.

Auch für den Winkel χ, der von N_1 und N_2 eingeschlossen wird, lassen sich wieder ähnliche Beziehungen

[1]) Z. 1906 S. 1908.

ableiten wie bei der rein Ohmschen Belastung, mit dem Unterschiede, daß $\operatorname{tg}\chi$ nicht nur durch den Widerstand R_2, sondern auch durch die magnetische Rückwirkung L_2 des äußeren Stromkreises beeinflußt wird. Nun ist es möglich, aus dem Anker Ströme zu entnehmen, deren Vektoren alle gegen die sie erzeugende elektromotorische Kraft E um den Winkel φ versetzt sind, und zwar nacheilend. Aber auch hier gilt die Tatsache, daß, je größer i_2, also auch N_2 wird, um so kleiner N_R bei unveränderlicher Erregung des Feldes N_1 ist. Wenn nun diese Phasenverschiebung φ durch die jeweilige Mischung von L und R unverändert gehalten wird, so muß auch der stumpfe Winkel im Felddreieck $(90 + \varphi)^0$ für alle Belastungen gleich bleiben, und es ergibt sich der Leitsatz, daß der geometrische Ort für den Eckpunkt dieses stumpfen Winkels nicht mehr ein Kreis ist, dessen Mittelpunkt in N_1 liegt, also ein Halbkreis über N_1, sondern ein Kreisbogen, dessen Sehne N_1 und dessen Durchmesser größer als N_1 ist. Der Mittelpunkt dieses Kreises liegt auf der linken Seite von N_1, und die Länge des Lotes von diesem Mittelpunkt auf N_1 steht in einem mathematischen Zusammenhang mit den Größen L_2 und R_2 der äußeren Belastung. Die



Erklärung dieses Zusammenhanges würde indessen an dieser Stelle zu weit führen.

Auf Grund dieser Erörterungen ist nun in Fig. 8 die gleiche Maschine wie in Fig. 4 mit derselben Erregung N_1 untersucht; das Diagramm dürfte sich nach dem bei Fig. 4 Gesagten von selbst erläutern, ebenso wie die Uebertragung der Werte aus dem polaren Koordinatensystem in das rechtwinklige System der Figur 13. Wegen der Phasenverschiebung ψ zwischen e und i_2 hat die elektrische äußere Leistung den Wert

$$a = e i_2 \cos \psi \text{ Watt.}$$

Auch aus diesem Diagramm ist zu erkennen, daß die Klemmenspannung einen starken Abfall mit wachsender Stromstärke i_2 zeigt; dieser Abfall ist stärker als bei der rein Ohmschen Belastung, eine Erscheinung, die sich in der Praxis bei Belastung der Maschinen durch Motoren oder Transformatoren sehr unangenehm bemerkbar macht. Auch die Leistung der Maschine bei einem bestimmten Strom erscheint bei induktiver Belastung gegenüber der rein Ohmschen Belastung stark herabgedrückt.

In ähnlicher Weise ist der Fall zu behandeln, wo die Maschine Strom in eine Kapazität von C_2 Farad und in einen Widerstand von R_2 Ohm schickt, Fig. 14. Als Kapazität ist z. B. ein ausgedehntes Kabelnetz zu betrachten, so daß auch dieser Fall von großer praktischer Bedeutung ist. Durch die aus Kapazität und Widerstand gemischte Belastung wird der

Maschinenstrom i_2 voreilend gegenüber der Klemmenspannung e verschoben, und zwar um den Winkel ψ, der sich aus der Funktion

$$\operatorname{tg} \psi = \omega C_2 R_2$$

ergibt.

Der Strom i_2 wird nach der Gleichung

$$i_2 = e \sqrt{\frac{1}{R_2{}^2} + (\omega C_2)^2}$$

berechnet.

Dieser Strom i_2 verzehrt nun wieder $\varepsilon_2 = i_2 r_2$ V Spannung im Anker selbst, so daß sich die erforderliche elektromotorische Kraft E als die Resultierende aus den beiden Komponenten e und ε_2 ergibt, wobei ε_2 mit i_2 in gleicher Phase ist, Fig. 16. Dieses Diagramm ergibt wieder den Winkel φ der Voreilung des Stromes i_2 vor der elektromotorischen Kraft E. E muß durch ein Feld N_R erzeugt worden sein, das der Spannung E um 90^0 voreilt und das außerdem die Resultierende aus dem Erregerfeld N_1 und aus dem durch i_2 erzeugten Ankerfeld N_2 sein muß. Hieraus folgt weiter, daß das Feld N_2 mit dem Felde N_R einen spitzen Winkel $(90 - \varphi)^0$ einschließen muß, wie das Felddreieck in Fig. 17 für eine bestimmte Belastung zeigt. Auch für den Winkel χ in diesem Dreieck, der von den Vektoren N_1 und N_2 eingeschlossen wird, läßt sich nachweisen, daß ein Zusammenhang zwischen seiner Tangente und den Werten C_2 und R_2 des äußeren Stromkreises besteht.

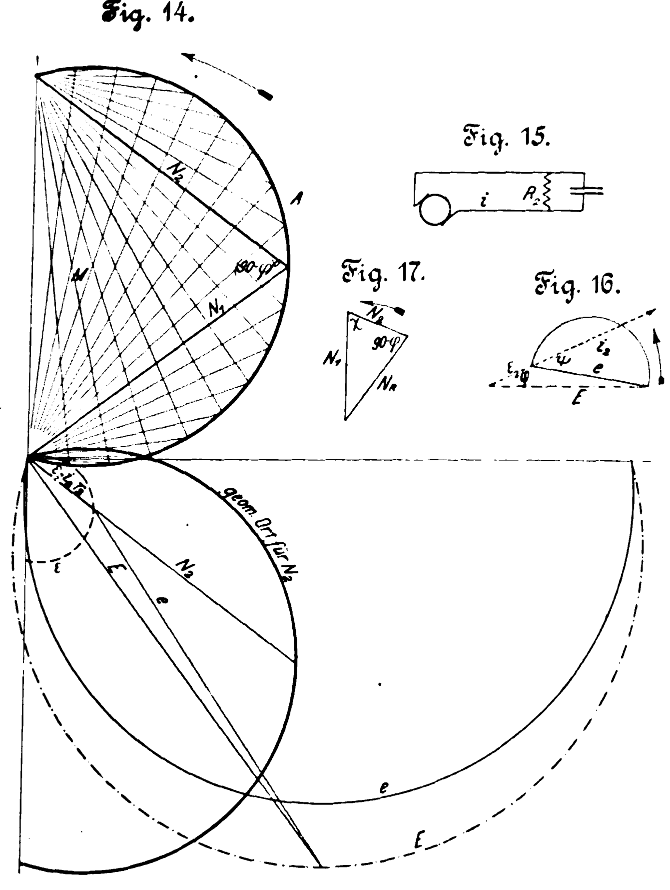
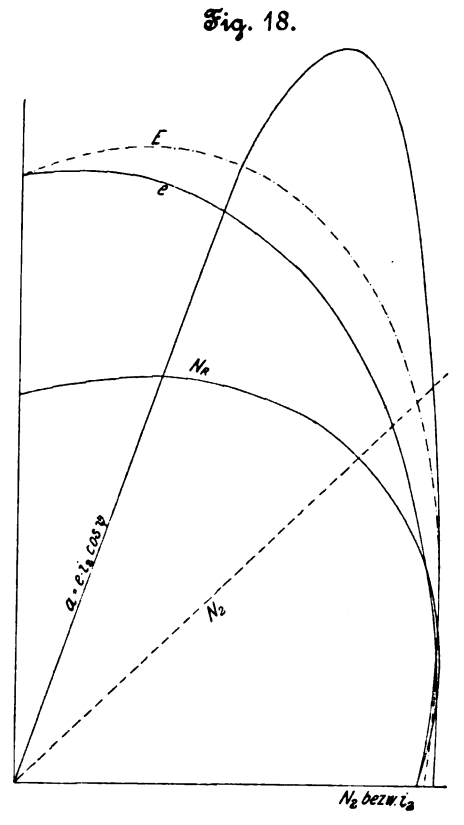


Fig. 14. Fig. 15. Fig. 16. Fig. 17.

Das Diagramm Fig. 17 wird in der Weise erhalten, daß das gleiche Erregerfeld N_1 wie in Fig 4 und 8 unverändert gehalten und in verschiedenem Maß in die beiden Komponenten N_2 und N_R zerlegt wird. Die äußere Belastung durch C_2 und R_2 ist so geregelt, daß der Winkel φ, Fig. 16, zwischen E und i_2 immer gleich bleibt. Deshalb muß sich die Spitze der Felddreiecke auf einen Kreis A bewegen, der als geometrischer Ort für den spitzen Peripheriewinkel $(90 - \varphi)^0$ einen Durchmesser hat, der größer als N_1 ist. Sein Mittelpunkt M liegt auf der rechten Seite von N_1, und auch hier läßt sich nachweisen, daß die Länge des von M auf N_1 gefällten Lotes von den Werten R_2 und C_2 des äußeren Stromkreises des Ankers zahlenmäßig abhängig ist. In Fig. 14 ist ein Belastungsfall durch stark ausgezogene Linien hervorgehoben. Zu einem bestimmten Felde N_2 gehört ein resultierendes Feld N_R, und dieses Feld N_R erzeugt eine elektromotorische Kraft E, die in die Klemmenspannung e und den Spannungsverlust im Anker $\varepsilon_2 = i_2 r_2$ geometrisch zu zerlegen ist. Im übrigen gilt für die Zeichnung dieses polaren Diagrammes das für Fig. 4 und 8 Gesagte.

In Fig. 18 sind die dem polaren Diagramm entnommenen Werte wieder in ein rechtwinkliges Koordinatensystem eingetragen, wodurch die kennzeichnenden Betriebkurven der Wechselstrommaschine bei Belastung durch eine Kapazität gefunden werden. Der Scheitelpunkt der Leistungskurve a ist stark in die Höhe gerückt, was beweist, daß die Leistungsfähigkeit einer Wechselstrommaschine, die auf ein Kabelnetz arbeitet, das immer eine beträchtliche Kapazität besitzt, günstig beeinflußt wird. Gleichzeitig ist zu erkennen, daß die Klemmenspannung bedeutend langsamer abfällt als bei den beiden vorher besprochenen Belastungsfällen, zwei Tatsachen, die durch die Praxis bestätigt und die in mannigfacher Weise gedeutet worden sind. Hätte man den spitzen Winkel $(90 - \varphi)^0$ im Felddreieck noch kleiner gewählt, was dadurch zu erreichen ist, daß man der Kapazität C im äußeren Stromkreise größere Werte gibt, und leitete man dann die Betriebkurven

Fig. 18.



in gleicher Weise ab, so würde die Klemmenspannung e in den ersten Stufen der Belastung wachsen, um bei weiterem Wachsen von i_2 wieder zu fallen. Diese merkwürdige Erscheinung ist zuerst von Ferranti bei Belastung von Transformatoren durch Kabelnetze entdeckt und nach ihm als »Ferranti-Effekt« bezeichnet worden. Von dieser spannungserhöhenden und die Leistungsfähigkeit der Wechselstromerzeuger vergrößernden Eigenschaft der Kapazitäten wird z. B. in der drahtlosen Telegraphie beim Betrieb der Funkeninduktoren ausgedehnter Gebrauch gemacht.

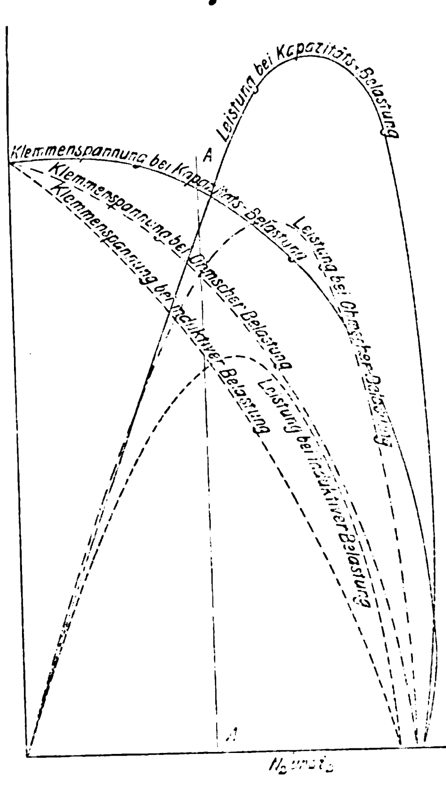
Die Ergebnisse dieser Erörterungen sind nun in Fig. 19 zusammengesetzt in der Weise, daß die Werte der Leistung a und der Klemmenspannung e, die zu demselben Strom i_2 bei rein Ohmscher, bei induktiver und bei Kapazitätbelastung nach den Diagrammen 7, 13 und 18 gehören, nebeneinander eingezeichnet sind, um einen Vergleich zu ermöglichen.

Aus dem Abfall der e-Kurven läßt sich ermessen, daß die Maschine am ungünstigsten bei induktiver, also bei Belastung mit Motoren und Transformatoren, günstiger bei Ohmscher Belastung, z. B. mit Glühlampen, und am günstigsten arbeitet, wenn sich im Stromkreis eine Kapazität befindet, wenn sie also auf ein großes Kabelnetz arbeitet.

Das Ansteigen der a-Kurven und die Scheitellage dieser Kurven läßt erkennen, daß die Leistungsfähigkeit der Maschine bei induktiver Belastung gegenüber der Glühlampenbelastung herabgedrückt wird, während sie steigt, wenn die Maschine auf ein Kabelnetz arbeitet.

Zum Schlusse möge noch zu den Betriebkurven bemerkt werden, daß im normalen praktischen Betriebe die Maschinen

Fig. 19.



niemals bis zum Kurzschluß belastet werden, sondern nur bis zum höchsten Wirkungsgrade, der bei fast allen Maschinen erreicht wird, ehe die Leistung auf ihren höchsten Wert gestiegen ist. Diese Belastungsgrenze dürfte in Fig. 19 etwa durch die Ordinate A-A gegeben sein. Alle Werte des Diagrammes, die rechts von dieser Ordinate liegen, gehören außergewöhnlichen Belastungen der Wechselstrommaschinen an; aber auch diese Belastungen müssen berücksichtigt werden, um die Wirkungsweise der Maschinen einwandfrei erklären zu können. Es wird aber jetzt keine Schwierigkeiten mehr bereiten, zu verstehen, daß man bei normaler Erregung N_1 eine Hochspannungsmaschine eher kurz schließen kann, ohne eine Zerstörung der Ankerwicklung durch zu große Stromwärme der Ankerströme befürchten zu müssen, als eine Niederspannungsmaschine; denn die Hochspannungsmaschinen haben eine bedeutend höhere Zahl von Ankerwindungen wegen der hohen zu erzeugenden elektromotorischen Kraft, und infolgedessen wird schon bei verhältnismäßig geringen Ankerströmen ein sehr hohes Feld N_2 erzeugt, wodurch wieder das resultierende Feld N_R stark abnimmt. Der Wert null für die Klemmenspannung ergibt sich demnach in den meisten Fällen schon bei solchen Strömen, die den Querschnitt der Ankerdrähte noch nicht zu stark belasten, während bei den Niederspannungsmaschinen N_2 wegen der geringeren Zahl der Ankerwindungen verhältnismäßig klein bleibt und den Kurzschlußwert erst bei sehr starken Strömen erreicht, die in allen Fällen, wenigstens bei normalen Niederspannungsmaschinen, den Querschnitt der Ankerdrähte zu hoch belasten und die Drähte zu stark erhitzen werden.

Was hier über die Wechselstrommaschine gesagt worden ist, gilt ohne Einschränkung auch für die Drehstrommaschine.

Die hier gegebene Ableitung der Betriebkurven wird, wenn auch nicht grundsätzlich, dadurch beeinflußt, daß sich die sogenannte magnetische Streuung bemerkbar macht, deren Wesen darin besteht, daß nicht alle Kraftlinien des Feldes N_2 sich mit denjenigen des Feldes N_1 zu dem resultierenden Felde N_R verketten. Diese sekundären Streulinien N_3 induzieren im Anker eine EMK von der Größe E_3, die senkrecht auf der Richtung i_2 steht. Hierdurch wird eine Komponente $-E_3$ der durch N_R induzierten EMK wirkungslos gemacht, so daß die wirksame EMK infolge der Streuung den Wert

$$E' = \sqrt{E^2 - E_3^2}$$

hat. Die Streulinien wachsen mit der Stromstärke i_2; dementsprechend nimmt auch mit wachsender Belastung E_3 zu, so daß die Streuung einen schnelleren Abfall der EMK und der Klemmspannung verursacht als in dem Falle, wo keine Streuung vorhanden ist. Die Scheitelwerte sämtlicher Kurven werden demnach um einen gewissen Betrag herabgedrückt. Die Größe der Streuung hängt im wesentlichen von den baulichen Eigentümlichkeiten der Maschine ab.

Auch durch die Einwirkung der Hysteresis und der Wirbelströme werden diese Scheitelwerte um einen geringen Betrag vermindert.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 11. Juni 1907.

Dresdner Bezirksverein.

Sitzung vom 2. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Meng.

Schriftführer: Hr. E. Lewicki, Hr. O. Barnewitz.

Anwesend 61 Mitglieder und 11 Gäste.

Hr. Wawrziniok spricht über

die Metallmikroskopie und metallographische Untersuchungsverfahren.

Nach einigen einleitenden Worten über die Bestrebungen der Metallmikroskopie erwähnt der Redner die Erfolge, welche die junge, kaum ein Vierteljahrhundert alte Wissenschaft im Dienst der Hüttenkunde errungen hat, und die Bestrebungen der Lehrstätten und großen industriellen Unternehmungen, metallographische Laboratorien zum Studium der Metallegierungen und zur Kontrolle der Hüttenerzeugnisse zu schaffen. Er legt dar, daß die Chemie bei den großen Fortschritten, welche die Metallerzeugung gemacht hat, und bei den hohen Anforderungen, die einige Industriezweige, wie z. B. der Automobilbau, an die metallerzeugende Praxis stellen, nicht mehr ausreicht, den Vorgang beim Umschmelzen und bei Verarbeitung der Metalle zu verfolgen.

Während die Chemie nur in der Lage ist, die Menge der einzelnen Legierungsbestandteile festzustellen, kann man mit Hülfe der Metallmikroskopie und der metallographischen Untersuchungsverfahren die Verteilung der einzelnen Legierungs- oder Gefügebestandteile durch Augenschein studieren und gegebenenfalls mittels Lichtbildes festhalten. Es ist auf diese Weise eine Kontrolle gegeben, durch die man ermitteln kann, ob die Annahmen, welche beim Zusammenschmelzen der Legierungsbestandteile gemacht wurden, richtig waren, und mit welcher Vollkommenheit die Mischung erfolgte. Aber nicht nur für die Erzeugung, sondern auch bei der Prüfung von Metallegierungen lassen sich die Lehren dieser Wissenschaft nutzbringend verwerten, und auch für den Technologen ist es mehrfach erforderlich, bei Materialprüfungen, deren Ergebnisse den Erfahrungen widersprechen und durch mechanische Prüfung nicht geklärt werden können, durch Anwendung der metallographischen Untersuchungsverfahren Aufklärung zu schaffen.

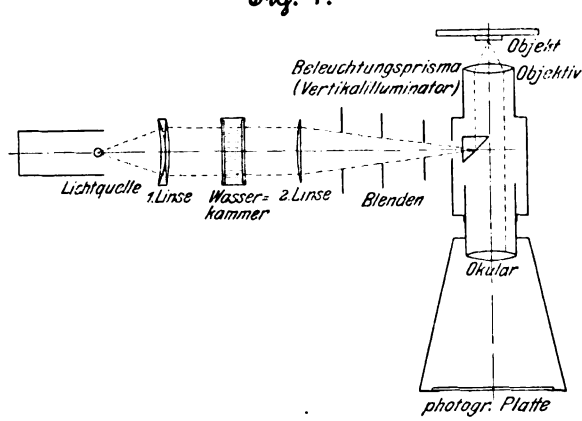
Ausgehend von den Lehren der Metallurgie, welche sich in erster Linie mit dem Studium der reinen Metalle beschäftigt, im Gegensatz zur Metallographie, die sich mit den Metallegierungen, also mit den Metallösungen, befaßt und die reinen Metalle nur als Lösungsmittel oder als gelöste Körper in das Bereich ihrer Betrachtungen zieht, bespricht der Redner kurz das Wesen flüssiger und fester Lösungen im allgemeinen und der Metalle im besondern. Während früher angenommen wurde, daß die Metallegierungen homogene Körper



seine, die an allen Stellen gleiche chemische und physikalische Beschaffenheit besitzen, hat die Metallographie den Nachweis geliefert, daß dies nicht der Fall ist, daß sich im allgemeinen alle für wäßrige Lösungen gültigen Gesetze unverändert auf geschmolzene Metallösungen anwenden lassen und daß auch deren Erstarrung in derselben Weise vor sich geht.

Die Möglichkeit, den inneren Aufbau der erstarrten Lösungen zu studieren, bot nur das Mikroskop, welches als das wichtigste Hülfsmittel der Metallographie bezeichnet werden muß. Schwierigkeit bei Benutzung bot nur die Beleuchtung des Objektes infolge Undurchsichtigkeit der Metalle. Die Herstellung durchsichtiger Metallschliffe, wie bei Gesteinen, verbot sich dadurch, daß bei der geringen Dicke, die das Objekt haben muß, um durchsichtig zu werden, das Herausschleifen

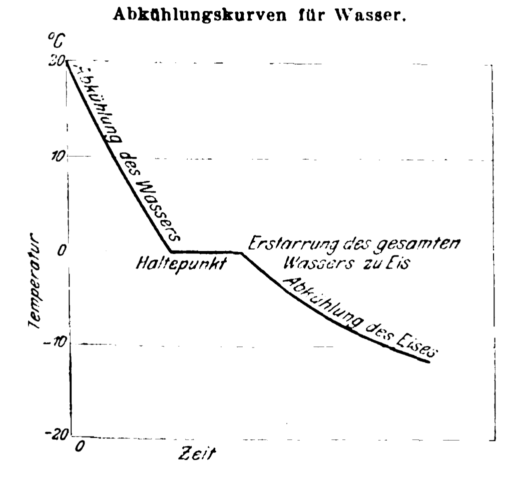
Fig. 1.



von Bestandteilen unvermeidlich ist. Es konnte deshalb nur Beleuchtung mittels auffallenden Lichtes benutzt werden, die bei Verwendung schwacher Vergrößerungen leicht durch schief auffallendes Licht oder durch Zwischenschaltung eines Planparallelglases zwischen Objekt und Objektiv des Mikroskopes zu erzeugen war. Auf starke Vergrößerungen mußte jedoch wegen des geringen Abstandes der Frontlinse des Objektivs vom Objekt solange verzichtet werden, bis nach Angabe von Metallographen Zeiß einen Vertikalilluminator (Beleuchtungsprisma) konstruierte, dessen Prinzip aus Fig. 1 ersichtlich ist, und der sofort dem Mangel abhalf. Der durch das seitliche Fenster eintretende, von der Lichtquelle kommende Lichtstrahl trifft auf das Beleuchtungsprisma, wird

Fig. 2.

Abkühlungskurven für Wasser.



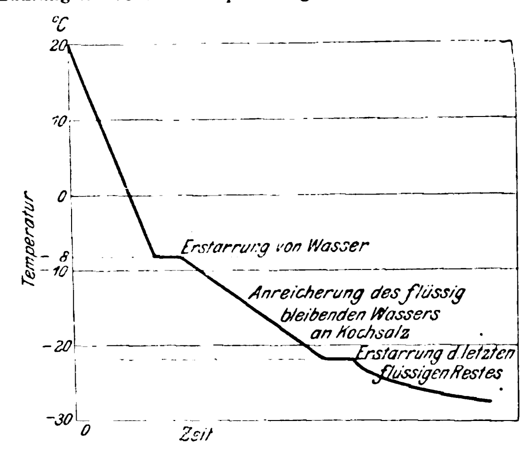
dort zurückgeworfen und durch die eine Hälfte des Objektivs auf das Objekt gelenkt. Die hier zerstreut zurückprallenden Strahlen werden durch die andre Objektivhälfte zu einem Bilde des Gegenstandes vereinigt und in bekannter Weise durch das Okular des Mikroskopes beobachtet oder auf die photographische Platte projiziert. Nach Berührung einiger Fehlerquellen, die infolge falscher Benutzung des Mikroskopes das Bild trüben, wird die Herstellung der Metallschliffe besprochen, die der Redner abweichend von andern Prüfungsstellen auf massiven Schmirgelscheiben verschiedener Körnungen erzeugt, wodurch Nachpolieren der Schliffe auf Tuchscheiben in der Regel überflüssig wird. Hierauf wird auf die Sichtbarmachung der Gefügebestandteile durch Reliefpolieren, Aetzpolieren, Anlassen und Aetzen eingegangen. Auch werden die für die verschiedenen Metalle zweckmäßigsten Aetzmittel angegeben und ihre Verwendung erläutert.

Nach Besprechung der Vorgänge bei der Aenderung des Aggregatzustandes von Metallösungen geht der Redner dazu über, die Erstarrungsvorgänge flüssiger Salz- und Metalllösungen zu erläutern.

Ausgehend von der Erstarrungskurve von reinem Wasser, Fig. 2, welches nur einen einzigen Erstarrungspunkt bei 0° besitzt, wird die Erstarrungskurve einer 10 prozentigen Wasser-Kochsalzlösung, Fig. 3, vorgeführt, welche bereits abweichend vom reinen Wasser zwei Haltepunkte bei — 8° und bei — 22° besitzt, und schließlich zu den Erstarrungsbildern der Wasser-Kochsalzlösungen, s. Fig. 4, und verschiedener Metallösungen übergegangen.

Fig. 3.

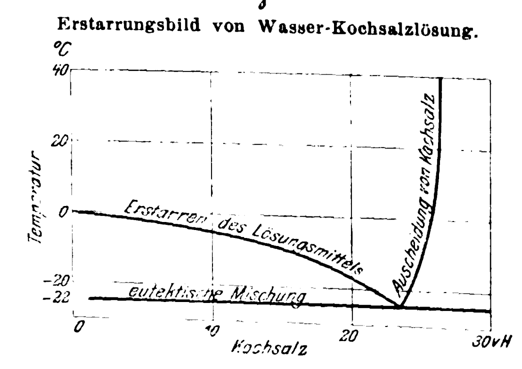
Abkühlungskurve einer 10 prozentigen Wasser-Kochsalzlösung.



Besonders erörtert wird diejenige Mischung der Legierungen, bei welcher sie als einheitliche Körper erstarren. Sie wird als die »eutektische Mischung« und die Temperatur, bei der die Erstarrung erfolgt, die »eutektische Temperatur« bezeichnet. Bei allen Wasser-Kochsalzlösungen, s. Fig. 4, liegt die eutektische Temperatur bei — 22°, und die eutektische Mischung ist diejenige mit 23,5 vH Kochsalz. Mischungen mit weniger als 23,5 vH Kochsalz scheiden bei der Erstarrung zunächst Eiskristalle ab, und erst, wenn der flüssige Rest die Konzentration der eutektischen Mischung, also 23,5 vH Kochsalzgehalt, erreicht hat, erstarrt plötzlich die Mutterlauge. Mehr als 23,5 vH Kochsalzgehalt haben eine Ausscheidung von Kochsalz zur Folge, so daß die Mutterlauge kochsalzärmer und schließlich eutektisch wird.

Fig. 4.

Erstarrungsbild von Wasser-Kochsalzlösung.



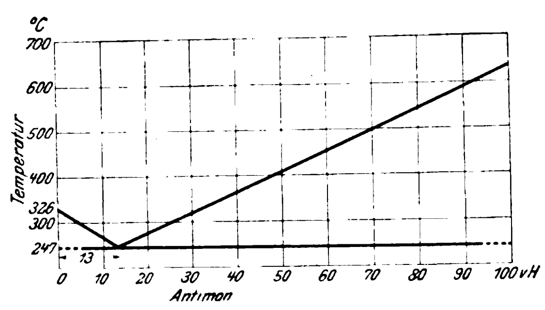
Hierauf wird der innere Aufbau verschiedener binärer Metallegierungen (Silber-Kupfer, Blei-Antimon, s. Fig. 5, usw.) unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Haltepunktkurven erörtert und schließlich zu denjenigen Legierungen übergegangen, deren Bestandteile chemische Verbindungen miteinander eingehen. Auch der Einfluß von Gasen auf Metalle wird besprochen und das Gefüge von Kupfer-Kupferoxydullegierungen gezeigt. Diese Legierungen sind insofern bemerkenswert, als das flüssige Kupfer, wenn ihm Gelegenheit gegeben wird, Sauerstoff aufzunehmen, Kupferoxydul bildet und, nachdem die eutektische Mischung mit 3,5 vH Kupferoxydulgehalt erreicht ist, als einheitlicher Körper erstarrt.

Nach Besprechung der ternären Metallegierungen, als deren Vertreter eine Legierung von Blei-Zinn-Antimon und

Kupfer-Antimon-Zinn vorgeführt wird, erörtert der Redner abschweifend das Wesen dieser Legierungen als Lagermetalle. Er weist darauf hin, daß erst durch den Zinnzusatz die Legierungen als Lagermetalle geeignet werden, weil das Zinn mit dem Antimon eine chemische Verbindung eingeht, die im Gegensatz zum reinen Antimon regulär zu harten Kristallkörnern kristallisiert. Diese Kristalle sind in die weichere Grundmasse eingebettet und verleihen dem Metall neben höherer Materialfestigkeit den Vorteil, daß bei Ueberschreitung des zulässigen Flächendruckes an irgend einer Stelle des La-

Fig. 5.

Erstarrungsbild der Blei-Antimonlegierungen.

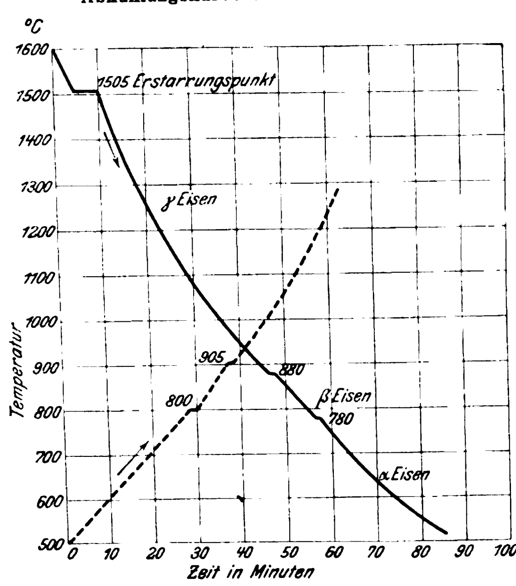


gers die Körner nachgeben und der Zapfendruck nunmehr auf eine größere Fläche übertragen wird.

Die bis hierher erörterten Legierungen waren solche, bei denen mit der Erstarrung jegliche Umbildung oder Veränderung abgeschlossen war. Uebergehend zu denjenigen Legierungen, bei welchen dies nicht der Fall ist, bespricht der Redner die Vorgänge, welche sich in einigen bereits erstarrten, also festen Metallösungen vollziehen, und erläutert die Verfahren, mit deren Hülfe die Vorgänge festgestellt und verfolgt werden können. Der wichtigste Vertreter dieser Legierungen ist das Eisen, und die mannigfaltigen Veränderungen, welche es im erstarrten Zustand erleidet, sind von größter Bedeutung nicht allein für den Hüttenmann, sondern in erster Linie für den in der Praxis stehenden Ingenieur, der Eisenlegierungen

Fig. 6.

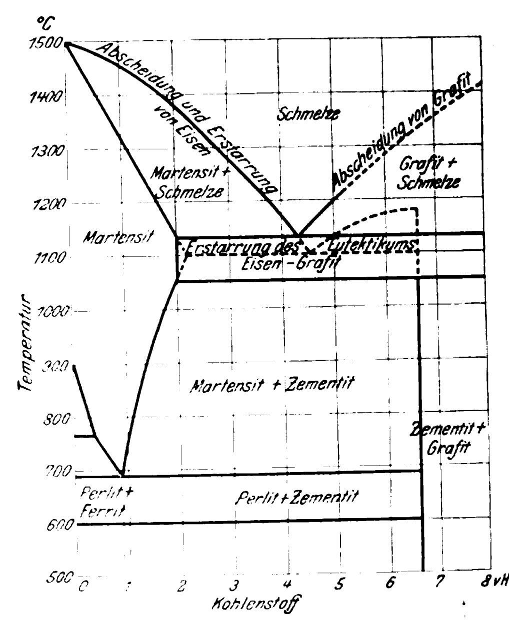
Abkühlungskurve des reinen Eisens.



benutzen muß. Abgesehen von den sogenannten Spezialstahlsorten, d. s. Chrom-Eisen, Nickel-Eisen, Wolfram-Eisen, Titan-Eisen usw., besteht Eisen und Stahl aus einer Legierung von Eisen und Kohlenstoff. Zu diesen Bestandteilen treten noch einige andre, wie Mangan, Silizium, Phosphor, Schwefel, die aber zur Erzielung guter Materialeigenschaften nicht erforderlich, sondern sogar unter Umständen schädlich sind. Wegen des großen Vereinigungsbestrebens von Eisen mit Kohlenstoff ist es sehr schwierig, kohlenstoffreies Eisen, wenn auch nur in geringen Mengen, herzustellen. Bloße Erhitzung des Eisens bis zur Rotglut in kohlenstoffhaltiger Atmosphäre genügt, um dem Eisen Kohlenstoff zuzuführen. Es ist sogar möglich, durch bloße Berührung zweier Eisenstücke mit verschieden hohem Kohlenstoffgehalt und durch Erhitzung beider bis zur Rotglut das kohlenstoffärmere zu veranlassen, dem kohlenstoffreicheren Kohlenstoff zu entziehen. Der Kohlenstoff verteilt sich hierbei durch Molekularwanderung gleichmäßig durch beide Eisenstücke. So groß aber auch das Vereinigungsbestreben von Eisen und Kohlenstoff ist, so ist doch die Menge des Kohlenstoffes, welche das Eisen zu lösen vermag, beschränkt. Die Lösungsfähigkeit wächst mit der Temperatur, und der Kohlenstoffgehalt erreicht bei der Temperatur des elektrischen Lichtbogens, d. s. rd. 4000°, etwa 40 vH. Bei

Fig. 7.

Schaubild der Erstarrung von Eisen-Kohlenstofflegierungen nach Backhuis-Roozeboom.

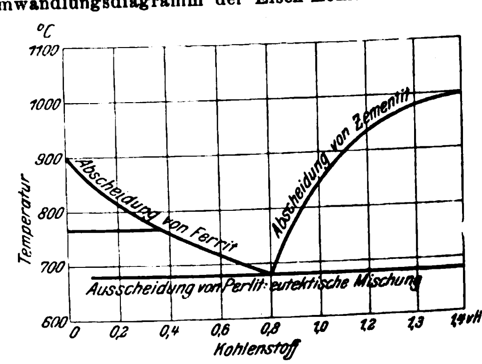


1130°, d. i. der Erstarrungspunkt, vermag die feste Lösung nur 4,3 vH gelöst zu halten, der übrige Kohlenstoff wird als Graphit ausgeschieden. Durch Zusatz von Mangan, Chrom oder dergl. wird die Aufnahmefähigkeit des Eisens für Kohlenstoff erhöht.

Der Redner führt eine Abkühlungskurve des reinen Eisens, s. Fig. 6, vor, an der die einzelnen Modifikationen des Eisens, nämlich Alpha-, Beta-, Gamma-Eisen, und die Temperaturen, bei denen die Umwandlungen erfolgen, eingehend dargelegt werden. Hierauf geht er auf das Um-

Fig. 8.

Umwandlungsdiagramm der Eisen-Kohlenstofflegierungen.



wandlungsdiagramm der Eisenkohlenstofflegierungen, s. Fig. 7, wie es Backhuis-Roozeboom angegeben hat, über und verbreitet sich kurz über die bei der Erstarrung abgeschiedenen Mischkristalle von Eisen-Kohlenstoff und die weiteren Umwandlungen der Eisen-Kohlenstofflegierungen bei der Abkühlung. Hieran anschließend werden die einzelnen Gefügebildner unter gleichzeitiger Benutzung der Haltepunktkurve der Eisen-Kohlenstofflegierungen, s. Fig. 8, gezeigt und ihre Namen mit Entstehungstemperaturen sowie ihre chemische Konstitution mitgeteilt. Reines Eisen wird mit Ferrit, Eisenkarbid von der Zusammensetzung Fe_3C mit Zementit und das Eutektikum beider, welches die Zusammensetzung 0,85 vH C und 99,15 vH Fe hat, mit Perlit bezeichnet.



Uebereinstimmend mit den früheren Erörterungen bei der Erstarrung der binären Legierungen wird bei der Umwandlung der Eisen-Kohlenstofflegierungen im erstarrten Zustand bei denen mit weniger als 0,85 vH Kohlenstoffgehalt, den sogenannten hypoeutektoiden, Ferrit abgeschieden und bei den hypereutektoiden Zementit. Die eutektoiden besitzen nur einen einzigen Umwandlungspunkt bei 680°, d. i. die Entstehungstemperatur des Eutektikums, Perlit.

Ferrit ist der weichste und Zementit der härteste Bestandteil. Die Härte des Perlits liegt zwischen derjenigen der vorgenannten Bestandteile, und sein Charakteristikum ist feinlamellare Anordnung von Zementit und Ferrit. Die Lamellen liegen stets parallel nebeneinander, niemals gekreuzt.

Hierauf werden die Eigentümlichkeiten ausgeglühter und gehärteter sowie angelassener Stähle erklärt und die ihnen eigentümlichen Gefügebildner, Martensit, Austenit, Troostit und Sorbit, eingehend besprochen.

Martensit entsteht, wenn das Eisen durch Abschreckung in dem Zustande zurückgehalten wird, in welchem es sich oberhalb der Ferrit- bezw. Zementitausscheidungskurve befindet. Das Charakteristikum von Martensit ist nadeliger Aufbau, aber nicht, wie der des Perlits, feinlamellarer, sondern die Nadeln liegen gekreuzt zu einander. Je deutlicher der Martensit ausgebildet ist, desto größer ist die Härte des Materials und desto größer allerdings auch die Neigung desselben zum Reißen während oder nach der Härtung.

Austenit wird erhalten, wenn man Eisen von hoher Temperatur plötzlich in Eiswasser abschreckt. Für die ausführende Technik hat dieser Bestandteil keine Bedeutung, dagegen um so mehr der Troostit, der sich in gehärteten und angelassenen Stählen findet. Er ist eine Uebergangform zum Martensit und kann niemals neben Perlit, sondern nur neben Martensit vorkommen. Durch ihn wird in hervorragendem Maße die Härte und Zähigkeit des Stahles beeinflußt; die Zähigkeit wächst mit der Menge des Troostits.

Sorbit ist die Uebergangform zum Perlit. Der Bestandteil kann nur neben Perlit auftreten, niemals neben Martensit. Die Unterscheidung von Troostit und Sorbit ist schwierig und kann nur durch eingehendes Studium sämtlicher Gefügebestandteile erreicht werden.

Schließlich geht der Redner noch auf die Verfahren zur nachträglichen Bestimmung fehlerhafter Behandlung der Stähle beim Ausglühen und Härten ein und führt eine Probe mit Härterissen vor, deren Entstehung, wie das stark vergrößerte Gefügebild nachweist, auf zu hohe Abschrecktemperatur zurückgeführt werden muß.

Ferner werden noch einige Arbeiten des Redners erwähnt, die sich darauf erstreckten, die widersprechenden Ergebnisse von Festigkeitsprüfungen durch metallographische Untersuchung aufzuklären und außerdem alte Waffen hinsichtlich ihrer Echtheit zu untersuchen. Es wird darauf hingewiesen, daß gerade auf diesem Gebiete, welches ein beliebtes Feld für Täuschungen ist, die Metallographie vorzügliche Dienste leistet, weil man mit ihrer Hülfe leicht prüfen kann, durch welchen Prozeß die benutzten Materialien erzeugt sind, und daraus Schlüsse zu ziehen vermag, ob der Prozeß mit den Kenntnissen der betreffenden Epoche auf dem Gebiete der Metallerzeugung übereinstimmt.

Eingegangen 19. April 1907.

Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein.

Sitzung vom 7. April 1907 in St. Johann.

Vorsitzender: Hr. Ackermann. Schriftführer: Hr. Aichelen.

Anwesend rd. 65 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der seit der letzten Sitzung verstorbenen Mitglieder J. B. Wolff, Karl Venator, Johann Brechtel und Karl Debusmann, deren Andenken die Anwesenden durch Erheben von den Sitzen ehren.

Es werden dann einige Vorlagen beraten, die auf der Tagesordnung der 48. Hauptversammlung stehen.

Weiter spricht Hr. E. W. Köster, Frankfurt a. M., über den heutigen Stand der Drucklufterzeugung. Er tritt in einen Vergleich der Arbeitweise und der Betriebskosten von Kolbenkompressoren und Turbokompressoren ein, wobei er insbesondere frühere Veröffentlichungen der Zeitschrift »Glückauf« heranzieht. An Hand seiner Betrachtungen kommt er zu dem Schluß, daß der gegenwärtig bekannt gewordene Turbokompressor von der Wirtschaftlichkeit des Kolbenkompressors sehr weit entfernt ist, und daß dieser Abstand durch kleine Verbesserungen an den jetzigen Turbokompressoren einerseits und durch kleine Herabsetzungen des Kolbenkompressors anderseits nicht ausgeglichen werden kann.

Die Erörterung erstreckt sich hauptsächlich auf die Frage, ob bei Turbogebläsen, wie sie für Hochofenwerke gebraucht werden, mit einer Windpressung von kaum mehr als 1 at ein wesentlich höherer Gesamtwirkungsgrad zu erzielen ist als bei Kolbenkompressoren zur Erzeugung von Druckluft mit hoher Spannung. Trotzdem der Wirkungsgrad des Kompressionsvorganges bei niedrigem Druck etwas günstiger ist als bei hohem, kann nur festgestellt werden, daß bei den bis jetzt gebauten Turbogebläsen und Turbokompressoren der Gesamtwirkungsgrad wesentlich hinter dem von Kolbengebläsen und Kolbenkompressoren zurückbleibt. Weiter wird darauf hingewiesen, daß der Wirkungsgrad von Turbogebläsen, wenn sie mit Kolbengebläsen zusammen in eine gemeinsame Leitung arbeiten, auch noch dadurch ungünstig beeinflußt werde, daß das Turbogebläse dauernd einen um so viel höheren Druck zu geben hat, wie durch die Betätigung der Druckventile des Kolbengebläses bedingt ist, daß es aber doch kein Bedenken haben könne, Turbo- und Kolbengebläse in eine gemeinsame Leitung arbeiten zu lassen, zumal wenn ein genügend großer Sammelbehälter für die Druckluft zwischen Gebläse und Windleitung eingeschaltet wird. Auch beim elektrischen Antrieb von Turbogebläsen und Turbokompressoren könne der Gesamtwirkungsgrad des Maschinensatzes noch nicht mit dem bei Kolbenmaschinen gleichgestellt werden.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Aufbereitung.

The mechanical engineering of the mine. Von Christensen. (Eng. Magaz. Okt. 07 S 29/48*) Entwicklung der Einrichtungen und der Verfahren für die Aufbereitung von Erzen. Fördereinrichtungen und Wasserhaltungen. Hochöfen für Blei-Silbererze, Bessemerbirnen für Kupfer.

Bergbau.

Ueber einen Grubendamm aus Paßstücken. Von Weise. (Glückauf 19. Okt. 07 S. 1401/05*) Für Grubenbrände soll in der festen Wand aus Bohlenpaßstücken, die durch fernrohrartig ausziehbare eiserne Säulen gehalten werden, ein schnell und leicht aufstellbarer Notdamm geschaffen werden, der gegebenenfalls auch als endgültiger Branddamm dienen kann. Ergebnisse einiger Versuche.

The unwatering of mines in the anthracite region. Von Norris. (Eng. Magaz. Okt. 07 S. 159/80*) Verhältnis zwischen Kohlenförderung und Wasserförderung. Unterirdische Wasserhaltungen mit Dampfpumpen, elektrisch betriebenen Kolbenpumpen und Kreiselpumpen. Oberirdische Wasserhaltungen.

Chemische Industrie.

Gewinnung von Salpetersäure aus Luft bei deren Behandlung mittels elektrischer Flamme. Von Moscicki. (ETZ 17. Okt. 07 S. 1003/05*) Darstellung des Verfahrens, der Versuchanlagen des Verfassers und der Versuchfabrik mit 100 PS Leistung in Vevey, Schweiz. Der Stickstoff wird zwischen den Elektroden eines mit Wechselstrom von 50000 V gespeisten Ofens oxydiert. Neue Konstruktion des Ofens auf Grund der bisherigen Ergebnisse. Schluß folgt.

Dampfkraftanlagen.

The nature of true boiler efficiency. Von Ray und Kreisinger. (Iron Age 26. Sept. 07 S. 854/55*) Behördliche Untersuchungen über Wärmeübertragung durch Dampfkesselwandungen, Leitung und Strahlung. Ergebnisse.

Mängel der Doppelkessel mit doppeltem Dampf- und Wasserraum. Von Klein. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Okt. 07 S. 196/98*) Bei gesteigerter Dampfentnahme geben die Kessel häufig so nassen Dampf, daß die Betriebsmaschine durch Wasserschlag gefährdet wird. Um ein Rückströmen des Wassers aus dem Unter- in den Oberkessel zu verhindern, schlägt der Verfasser vor, von einer Verbindung der Wasserräume durch ein Ueberlaufrohr abzusehen oder den Dampf aus

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

dem Unterkessel nicht erst in den Oberkessel, sondern unmittelbar in den Dampfsammler zu leiten. Ein weiterer Verbesserungsvorschlag betrifft die Führung der Heizgase.

Steam production from the cheaper grades of anthracite. Von Ennis. (Eng. Magaz. Okt. 07 S. 120/36*) Preise, Handelsbezeichnungen und Heizwerte der kleinkörnigen Kohlen unter 22 mm Korngröße. Darstellung von ausgeführten Kesselanlagen für solche Brennstoffarten; Einrichtungen für künstlichen Zug.

Cylinder port velocities. Von Wallace. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 141/50*) Untersuchung über die Durchflußgeschwindigkeit in den Dampfkanälen von Dampfmaschinen an Hand von Schieberdiagrammen ohne Berücksichtigung der Veränderlichkeit des spezifischen Volumens bei verschiedenem Druck und unter Annahme einer gleichförmigen Geschwindigkeit während eines Umlaufes.

Die Bestimmung des Wirkungsgrades von Dampfturbinen ohne Dampfverbrauchs- und Leistungsmessung. Von Langen. (Z. f. Turbinenw. 19. Okt. 07 S. 433/37*) Unter der Voraussetzung adiabatischer Expansion und geringer Ueberhitzung des Abdampfes bestimmt man durch Messung von Druck und Temperatur die Gesamtwärme des eintretenden und des austretenden Dampfes. Berücksichtigung der Verluste.

Zur Frage der kombinierten Dampfturbinen. Von Jasinsky. Schluß. (Z. f. Turbinenw. 19. Okt. 07 S. 439/42*) Die Verbindung einer Rateau- und einer Parsons-Turbine enthält 55 Parsons- und daran anschließend 12 Rateau-Stufen.

Eisenbahnwesen.

Locomotive coals. Von Jacobsen. (Engineer 18. Okt. 07 S. 382/84*) Einrichtung zur Vornahme von Verdampfversuchen mit einem alten Lokomotivkessel der Dänischen Staatsbahnen. Ergebnisse der Versuche.

Ueber die Bestimmung der Achsbelastungen bei Lokomotiven. Von Kutschera. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 18. Okt. 07 S. 725/30*) Anwendung eines Ausgleichhebels zwischen zwei Achsen einer dreiachsigen Lokomotive. Vier- und mehrachsige Lokomotiven.

Die elektrische Bahn Wien-Baden. Von Kadrnozka. (El. u. Maschinenb. Wien 20. Okt. 07 S. 803/08*) Die insgesamt rd. 30 km lange zweigleisige Strecke für Personenzüge wird innerhalb der Stadt (10 km) mit Gleichstrom von 550 V, außerhalb (20 km) mit Wechselstrom betrieben. Zum Antrieb dienen Wechselstrom-Reihenschlußmotoren. Der Wechselstrom von 10000 V wird im Kraftwerk der Aktiengesellschaft der Wiener Lokalbahnen in Leesdorf (1 km vom Ende der Wechselstromstrecke) erzeugt und durch Transformatoren entlang der Strecke auf die Betriebspannung erniedrigt. Darstellung der Bahnstrecke. Forts. folgt.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. Forts. (Glaser 15. Okt. 07 S. 145/52*) Konstruktionseinzelheiten der Wagen. Organisation und Verwaltung, Betrieb, wirtschaftliche Ergebnisse. Die Untergrundbahn in Chicago. Einführung des elektrischen Betriebes auf Eisenbahnen in und um New York. Forts. folgt.

Eine elektrische Lokomotivförderung für 2000 V Gleichstrom. Von Schroedter. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Okt. 07 S. 561/67*) Das Hochofenwerk Moselhütte in Maizières (Lothringen) der Rombacher Hüttenwerke hat auf seiner 14 km langen meterspurigen Erzförderbahn elektrischen Betrieb mit Gleichstrom von 2000 V eingeführt, der aus Drehstrom von 6000 V umgeformt wird. Die Steigungen betragen bis 3 vH, die Zuggewichte 200 bis 300 t. Begründung der Wahl von Gleichstrom gegenüber Wechselstrom. Darstellung der Umformerwerke, Leitungen und Lokomotiven. Schluß folgt.

Greater loads on rails. Von Wille. (Iron Age 3. Okt. 07 S. 922/24*) Schaulinien über das Anwachsen der Gewichte und der Achsbelastungen der Personen- und Güterzuglokomotiven der Baldwin Locomotive Works seit 1885. Die Gewichte sind in dieser Zeit um 90 vH gestiegen.

Mittel zur Beseitigung des Spielraumes zwischen Schiene und Lasche. Von Edelstein. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 18. Okt. 07 S. 734/36*) Das vom Verfasser vorgeschlagene Futterblech mit eingelegten Streifen aus Stahlblech wird zwischen Lasche und Schiene eingesetzt, um den durch Abnutzung hervorgerufenen Spielraum auszufüllen. Das Futterblech hat den Vorteil, daß es nicht herausgedrückt werden kann.

Eisenhüttenwesen.

Zur Frage der Entstehung von Bodensauen und Graphitansammlungen in Hochofengestellen. Von Osann. (Stahl u. Eisen 16. Okt. 07 S. 1491/96*) Mitteilung der Ergebnisse einer Umfrage über das Verhalten des Gestellbodens und die Zusammensetzung der Bodensau. Versuchsanordnung des Verfassers zur Darstellung des verzögerten Erstarrungsvorganges in einem Tiegelofen. Ergebnisse dieser Versuche.

The manufacture of steel and wrought iron in America. Von Stoughton. (Eng. Magaz. Okt. 07 S. 49/67*) Von der in 325 Hochöfen gewonnenen Jahresausbeute von rd. 25 Mill. t Roheisen werden 3 vH zu Temperguß, 20 vH zu Grauguß, 52 vH zu Bessemer- und 20 vH zu Siemens-Martinstahl weiter verarbeitet. Der Rest entfällt auf das sauer zugestellte Herdofen- und das Puddeleisen. Darstellung der verschiedenen Verfahren.

Electrical rolling mill transporters. (Engineer 18. Okt. 07 S. 398/99*) Rollgang, Schienenverlader, Kran mit einem Hubmagneten für 4 t, Kran und Verladebrücke für Walzen und Verschiebespill für Schlackenwagen; bis auf den Hubmagneten sind alle von Kolben & Co. in Prag für die Prager Eisenindustrie-Gesellschaft in Kladno gebauten Einrichtungen für Betrieb mit 500 V-Drehstrom bestimmt.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. (Dingler 12. Okt. 07 S. 663/66*) Einleitende geschichtliche Uebersicht und Besprechung der feststehenden Drehkrane eines älteren Bessemer-Werkes, des Gießwagens einer neuen Thomas-Anlage und des ältesten dampf-hydraulischen Gießwagens des Hoerder Bergwerks- und Hüttenvereines. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Ueber diagonallose Träger (Bauart Vierendeel). Von Patton. (Zentralbl. Bauv. 19 Okt. 07 S. 558/59) Kritische Betrachtungen an Hand eines Zahlenbeispieles für geringe Spannweite. Nach Ansicht des Verfassers sind in diesem Fall Blechträger mit voller Wand vorzuziehen.

Ferro-concrete viaduct for the Cala Mineral Railway, Seville Von Clark. (Engng. 18. Okt. 07 S. 517/18* mit 1 Taf.) Von Bahnhof San Juan führen zwei rd. 190 m lange, bis 14 m hohe Viadukte an das Ufer des Guadalquivir, wo zwei Verladerampen angelegt sind. Die Viadukte und die Verladerampen sind aus Eisenbeton hergestellt.

Stabilité des voûtelettes constituant le platelage des ponts métalliques. Von Caufourier. (Génie civ. 12. Okt. 07 S. 391/93*) Berechnung der Fahrbahn einer Brücke über den Chéliff in Tunis mit 3 Halbparabel-Oeffnungen von je 47 m Spannweite.

Elektrotechnik.

Die Berliner Elektricitäts-Werke zu Beginn des Jahres 1907. Von Wilkens. Forts. (ETZ 17. Okt. 07 S. 1011/16*) Schaltanlage. Die mittelbare Betätigung der Schaltvorrichtungen des Umformerwerkes Koppenplatz und Alte Jakobstraße von der Zentralstelle aus. Sicherheitsvorrichtungen. Schluß folgt.

Long Island City power-station of the Pennsylvania Railroad Company. Forts. (Engng. 18. Okt. 07 S. 535/38*) S. Zeitschriftenschau v. 14. Sept. 07. Ausführliche Darstellung des Baues der Kohlenverladeanlage.

Die Elektrizitätswerke am Rheintalischen Binnenkanal. Von Pasching. (ETZ 17. Okt. 07 S. 1005/08*) Zur Ausnutzung des Gefälles des Rheintalischen Binnenkanales, das 3 Stufen von 3 bis $3^1/_2$ m Höhe bei 5 bis 10 cbm Wasser hat, ist bei Lienz, Blatten und Montlingen je ein Wasserkraftwerk gebaut. Alle 3 arbeiten auf dasselbe Stromnetz, jedoch ist nur Montlingen, das 4 km von Blatten und 9 km von Lienz abliegt, als Hauptkraftwerk mit Synchron-Stromerzeugern ausgerüstet, während die beiden andern Stellen nur Asynchronmaschinen ohne eigene Erregung besitzen. Die Netzspannung, Erregung und Turbinengeschwindigkeit wird von der Hauptstelle aus geregelt. Darstellung des Hauptkraftwerkes, das 3 Francis-Turbinen von je 250 PS hat und Drehstrom von 10000 V liefert. Schluß folgt.

Beschreibung einer 5000 KW-Drehstrommaschine. Von Hobart und Punga. Forts. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Okt. 07 S. 567/73*) Berechnung der Verluste. Erwärmungsversuche. Forts. folgt.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 19. Okt. 07 S. 657/59*) Konstruktionen von Ganz & Cie., Leblanc, Tesla, Atkinson Ferranti, A. Schlatter, F. J. Patten, Bradley, Taylor und McDonald, T. H. Hicks, Swinburne, Helios, Mordey, P. Boucherot. Forts. folgt.

Die Theorie des Mischtransformators. Von Müllendorf. (ETZ 17. Okt. 07 S. 1008/10) Aus der Entwicklung der Theorie geht hervor, daß die den Transformator speisenden Stromerzeuger zeitweise mit negativer Belastung, also als Motoren arbeiten müssen, was bei ihrer Konstruktion zu berücksichtigen ist.

Erd- und Wasserbau.

Einiges über den Bodensee als Staubecken und den Rhein vom Bodensee bis Straßburg-Kehl Von Bühler. Schluß. (Zentralbl. Bauv. 19. Okt. 07 S. 556/58*) Zahlenmäßige Zusammenstellung der verfügbaren Wasserkräfte und Vorschläge über ihre Ausbeutung.

Underground workings in New York City. Von Hildage. (Eng. Magaz. Okt. 07 S. 137/58*) Lageplan der im Bau befindlichen New Yorker Tunnel. Entwicklung der Bohrverfahren in weichem Boden und im Tagbau. Darstellung der verwendeten Bohrschilde.

Gasindustrie.

Mitteilungen über die Entwicklung der Gas- und Wasserwerke Bautzen. Von Behn. (Journ. Gasb.-Wasserv. 19. Okt. 07 S. 953/60) Entwicklungsgeschichte. Im Jahr 1906 hat das Gas-



werk 1886365 cbm Gas abgegeben, wobei die größte Beanspruchung 9350 cbm in 24 st betragen hat. Das Wasserwerk hat in der gleichen Zeit 784045 cbm Wasser gefördert, die höchste Abgabe in 24 st hat sich auf 3926 cbm belaufen.

Producer gas for power purposes. Von Bibbins. (Iron Age 3. Okt. 07 S. 932/37*) Wirtschaftlicher Vergleich von Generator-, Leucht- und natürlichem Gas zu Kraftzwecken. Anthrazit und bituminöse Kohlen. Darstellung einer Generatorgas-Kraftanlage. Betriebsergebnisse.

Gießerei.

Ueber Aufbereitung und Beförderung des Formsandes in den Gießereien. Von Kraus. (Stahl u. Eisen 16 Okt. 07 S. 1485/91*) Erforderliche Eigenschaften des Formsandes. Maschinen zum Zerkleinern, Trocknen, Sieben, Mischen; Eisenscheider. Forts. folgt.

Hebezeuge.

High speed elevators. Von Pratt. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 151/57) Angaben über die Konstruktion und die Vorzüge der elektrisch betriebenen Schnellaufzüge in den neuen Gebäuden der Singer Co. und der Metropolitan Life Insurance Co. S. a. Zeitschriftenschau vom 19. Okt. 07 unter »The electric elevator equipment for a tall office building«.

Heizung und Lüftung.

Ueber den Dampfdurchgang durch Regulierventile in Niederdruckdampfheizungen. Forts. (Gesundhtsing. 19. Okt. 07 S. 681/87*) S. Zeitschriftenschau v. 26. Okt. 07. Schluß folgt.

Hochbau.

Machinery and methods for the excavation of skyscraper foundations. Von Thomson. (Eng Magaz. Okt. 07 S. 81/104*) Allgemeine Angaben über Gründung und Hebezeuge Ausführliche Darstellung des Betriebes bei Druckluftgründungen.

Lager- und Ladevorrichtungen.

The first lake dock of steel. Von Woodbridge. (Iron Age 3. Okt. 07 S. 908/10*) Die Duluth and Iron Range-Eisenbahn baut ihre sechste Verladebrücke am Oberen See bei Two Harbors aus Eisenkonstruktion. Die Brücke ist 450 m lang und 16 m breit; die 148 auf beiden Seiten liegenden Erztaschen haben je 320 t Fassungsvermögen und liegen 12 m über dem Wasserspiegel. Unterbau.

Schlackenaufzug. Von Zimmermann. (Glaser 15. Okt. 07 S. 157/59*) Darstellung des von einem 7 pferdigen Elektromotor angetriebenen Schlackenaufzuges mit unmittelbarer Entladung in Eisenbahnwagen auf dem Personenbahnhof in Mannheim. Berechnung der Wirtschaftlichkeit. Die Anlage ergibt gegenüber dem Handbetrieb bei 10080 cbm Jahresleistung eine Ersparnis von 2468 ℳ.

Maschinenteile.

Miscellaneous exhibits at Olympia. (Engng. 18. Okt. 07 S. 512/13*) Darstellung verschiedener Kolbenringbauarten von Allen & Simons in Reading und einer Dampf-Steuervorrichtung der Dunstan Engine Works Co.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schäfer. Forts. (Dingler 19. Okt. 07 S. 659/63*) Z. Zeitschriftenschau v. 26. Okt. 07. Forts. folgt.

Mechanik.

Ableitung der Richtungslinien von Bogenträgern aus den Einflußlinien der Bogenkräfte. Von Kögler. (Zentralbl. Bauv. 16. Okt. 07 S 550/52*)

Meßgeräte und -verfahren

Optical pyrometry. Von Féry. (Engng. 18. Okt. 07 S. 539/40*) Der Verfasser vergleicht kurz die Einrichtungen zum Messen hoher Temperaturen mit Hülfe von Licht- und von Wärmestrahlen.

Metallbearbeitung.

The Engineering and Machinery Exhibition, Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 18. Okt. 07 S. 513/16* mit 3 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 26. Okt. 07.

The Bullard vertical turret lathe. (Iron Age 3. Okt. 07 S 903/07*) Die Maschine der Bullard Machine Tool Co. hat außer dem üblichen Werkzeugschlitten mit Drehkopf, der senkrecht verschieblich und drehbar ist, noch einen seitlichen Schlitten, so daß gleichzeitig mit 2 Werkzeugen gearbeitet werden kann, die einander sehr nahe gebracht werden können. Darstellung des Getriebes und der Arbeitweise.

Electrically operated planing and milling machine. (Engineer 18. Okt. 07 S. 397*) Auf der Rückseite des Ständers der von John Hetherington & Sons in Manchester gebauten Hobelmaschine sind zwei Frässpindelköpfe geführt. Zum Antrieb des Tisches dient ein 20pferdiger, zum Antrieb der Fräserspindeln und des Vorschubes ein 10pferdiger Elektromotor.

Fabrication à froid des tubes et profilés. Von Breuil. (Génie civ. 5. Okt. 07 S. 369/73* u. 12. Okt. S. 288/91*) Die Société Française de Métallurgie stellt nach dem bereits bei Bleipressen verwendeten Verfahren mit Pressen von 1000, 500 und 250 t Rohre aus Kupfer, Zink und Aluminium im kalten Zustand her. Ausführliche Angaben über die Ergebnisse von Druckproben mit den Rohren und von andern Festigkeitsversuchen. Gefügeuntersuchung.

Neuerungen im Bau dampfhydraulischer Schmiedepressen. Von Peter. (Glaser 15. Okt. 07 S. 153/57*) Bei der von Sack in Rath-Düsseldorf gebauten Schmiedepresse wird durch Einschalten einer Kniehebelübersetzung die Ausdehnung des Dampfes ausgenutzt. Eine weitere Neuerung besteht in der Verwendung laschenartiger, flacher Barren statt der Säulen.

Neuere Schweißverfahren für Stahl- und Eisengußstücke. (Gießerei-Z. 15. Okt. 07 S. 622/28*) Verschiedene Verfahren bei der Thermitschweißung. Ausführliche Beschreibung des selbsttätigen Verfahrens bei kleineren und größeren Schweißarbeiten. Anordnung und Herstellung der Formen. Forts. folgt.

Metallhüttenwesen.

Applied electro-metallurgy up to the end of 1906. Von Kershaw. (Eng. Magaz. Okt. 07 S. 105/19*) Erzeugung von Aluminium. Reinigung von Gold und Silber. Erzeugung von Kalziumkarbid, Karborundum, Kupfer, Diamantine und Graphit.

Motorwagen und Fahrräder.

Schweizerische Motorlastwagen. Von Vogt. (Schweiz. Bauz. 19. Okt. 07 S. 201/04*) Motorlastwagen von Adolph Saurer in Arbon mit stehendem 30pferdigem Vierzylindermotor von 1200 Uml./min. Zum Bremsen wird der Motor verwendet, indem man ihn durch Verschieben der Steuerwelle mehr Kompressionsarbeit als Expansionsarbeit leisten läßt. Selbsttätige Anlaßvorrichtung mit Druckluftbetrieb. Betriebsergebnisse.

Pumpen und Gebläse.

Hydraulische Vorgänge in Preßpumpen, Hochdruckleitungen und Rückschlagventilen. (Z. Dampfk. Maschbtr. 16 Okt. 07 S. 434/36*) Einfluß von Ventilform und Ventilbewegung. Zahlentafel über Druckhöhenverluste, die bei Druckwassersammlern, Schmiedepressen usw. in Leitungen mit unterbrochenem Betrieb auftreten. Schluß folgt.

Straßenbahnen.

Rail corrugation. Von Fell. (Engineer 18. Okt. 07 S. 401/02*) Zur Vermeidung der wellenförmigen Abnutzung bei Straßenbahnen wird u. a. empfohlen, die Schienen gut zu lagern und häufig nachzuschleifen, Schienenbremsen zu verwenden und in scharfen Krümmungen die Wagen außen auf den Spurkränzen laufen zu lassen.

Textilindustrie

Machine pour le flambage des fils (Ind. textile 15. Okt. 07 S. 375/76*) Die von Higginson erbaute Gassengmaschine zeichnet sich durch geringen Gasverbrauch und durch eine gleichmäßige Flamme aus; auch können Staub und Verbrennungsprodukte nicht in den Arbeitraum gelangen.

Chargement perfectionné de la contre-baguette aux renvideurs. (Ind. textile 15. Okt. 07 S. 377/80*) Beschreibung des Helptschen Gewindes am Selfaktor.

Dispositifs de prévention contre les accidents du travail dans l'industrie textile. (Ind. textile 15. Okt. 07 S. 389/92*) Selbsttätiger Verschluß für Krempelmaschinen von Noget. Verschiedene Konstruktionen von Schützenfängern. Staubabsaugung an Krempeln von Kestner.

Luftbefeuchtung und Ventilation in Baumwollspinnereien. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Okt. 07 S. 1197/98*) Beschreibung einer Zentral-Luftbefeucht-, Heiz- und Lüftanlage.

Preparatory processes in cotton spinning. Von Dawson. Forts. (Text. Manuf. 15. Okt. 07 S. 328*) Beschreibung der Lapingmaschine.

Spinning woollen and shoddy yarns. Von Tomson. Forts. (Text. Manuf. 15. Okt. 07 S. 331/33*) Die Berechnung der Fadendrehung bei den Vorspinnmaschinen.

Unfallverhütung.

Unfallverhütung auf der 21. Wanderausstellung der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft. Von Niese. (Sozial-Technik 1. Sept. 07 S. 85/90* u. 15. Sept. S. 105/08*) Schutzvorrichtungen für Göpelantriebe, für die Einleger an Breit- und Trommel-Dreschmaschinen, Futterschneide- und Häckselmaschinen, Garbenbindern und Sägen.

Compressed air and its influence on health. (Engineer 18. Okt. 07 S. 386/87*) Die von Hill und Greenwood ausgeführten Versuche bestätigen die Notwendigkeit langsamer und abgestufter Verminderung des Druckes; je 1 at Druckentlastung soll 20 min dauern.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Thermal and power losses in internal-combustion engines. Von Burnand. Schluß. (Engng. 18. Okt. 07 S. 509/10*)



Abhängigkeit der Leerlauf- und der Nutzleistung von der Umlaufzahl. Abnahme der Zylinderfüllung mit zunehmender Geschwindigkeit.

Alcohol for operating engines. (Iron Age 26. Sept 07 S. 848/50) Bericht über amtliche, für die Landwirtschaftsabteilung der Regierung angestellte Untersuchungen an 8 zwei- und vierzylindrigen Gasolin- und Petroleummotoren, betreffend ihr Verhalten bei Betrieb mit Spiritus, Höhe der Leistungen, Brennstoffverbrauch. Brauchbarkeit der bestehenden Konstruktionen.

The De la Vergne oil engine. (Iron Age 26. Sept. 07 S. 840/42*) Stehender ein- oder mehrzylindriger Oeleinspritzmotor der De la Vergne Machine Co., New York, für Schiffszwecke, zum Antrieb schnellaufender Dynamomaschinen, Zentrifugalpumpen, Ventilatoren usw. Der Motor ist bisher für Leistungen von $7^1/_2$ und 15 PS bei 450 Uml./min ausgeführt worden. Konstruktionseinzelheiten.

Wasserkraftanlagen.

Neue Wasserkraftanlagen der Schweiz. Von Herzog. (Z. f. Turbinenw. 19. Okt. 07 S. 437/39*) Maggia-Werk der Società elettrica Locarnese bei Pantebrolla. Die Wasserkraft von 7000 ltr/sk mit 34,8 bis 37,3 m Nutzgefälle wird in zwei 600 PS-Maschinengruppen für Drehstrom und drei ebenso großen für Einphasenstrom ausgenutzt. Darstellung des Oeldruckreglers mit Kapselrädergetrieben.

Zucker- und Stärkeindustrie.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Forts. (Dingler 19. Okt. 07 S. 666/69*) Schnitzeltrocknung mit dem Dampftrockner der Harzer Werke und dem Feuertrockner, Bauart Büttner-Mayer. Erfahrungen von Kořán und J. v. Hyross mit dem Verfahren der unterbrochenen Saturation.

Rundschau.

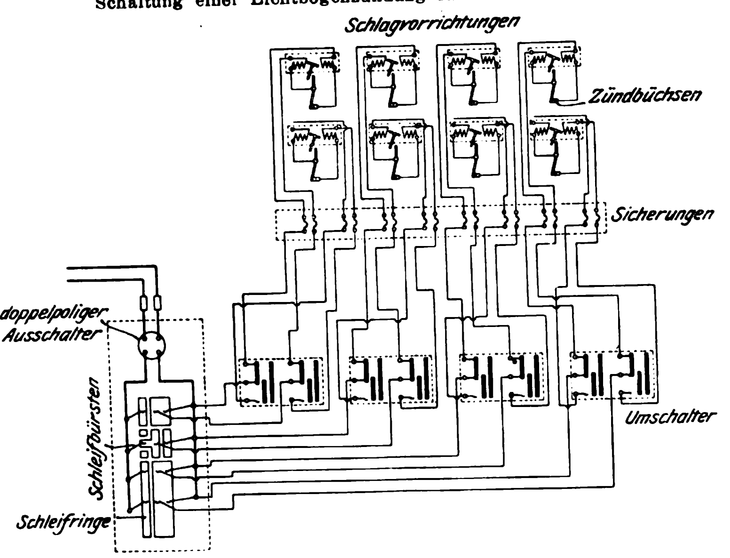
Bei **Gasmaschinen** moderner Bauart wird an Stelle der Magnet- oder Induktionszündung mit Vorliebe die **Lichtbogenzündung** verwendet, bei der ein Versagen nahezu ausgeschlossen ist und die infolgedessen eine viel größere Betriebsicherheit bietet als die erstgenannte.

Lichtbogenzündungen werden mit einpoliger und mit doppelpoliger Unterbrechung ausgeführt. Jene hat den Nachteil, daß bei Eintritt eines Erdschlusses oder einer Ueberbrückung der Isolierschicht des Kommutators die Zündbüchse Strom erhalten kann, was zu Vorzündungen Anlaß gibt; diese bietet zwar hiergegen Sicherheit, wenn Erdschluß eintritt, aber nicht, wenn die Isolierschicht des Kommutators überbrückt wird, da die Zündvorrichtung in diesem Falle dennoch Strom erhält.

Die nachstehend beschriebene, von den Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken, Frankfurt a/M., besonders für Großgasmaschinen ausgeführte Zündeinrichtung hat den

Fig. 1.

Schaltung einer Lichtbogenzündung für Gasmaschinen.



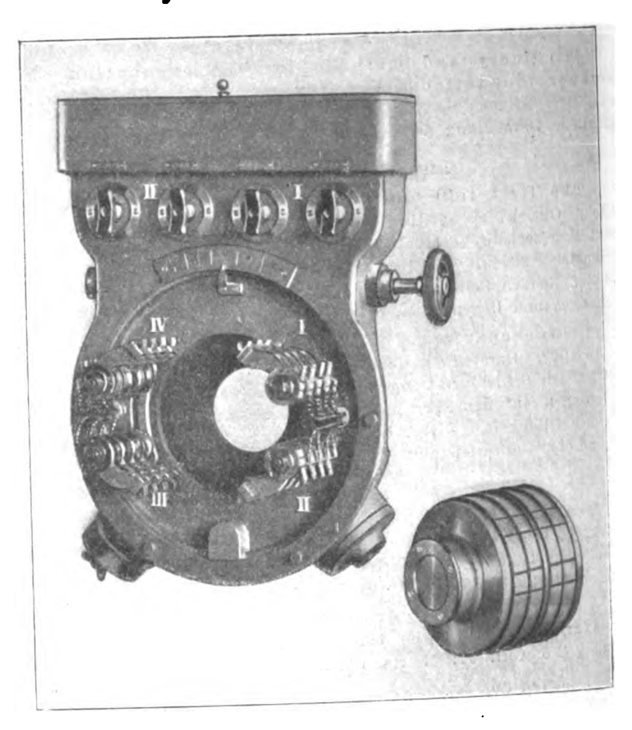
Vorzug, die oben genannten Störungen vollständig zu vermeiden. Es wird dies erreicht durch eine besondere Schaltung [1]), die in Fig. 1 dargestellt ist, und zwar für eine doppeltwirkende Zweizylinder-Gasmaschine in Tandemanordnung.

Das Wesentliche dieser Schaltung besteht darin, daß die zur Zündung erforderlichen Einrichtungen, nämlich die sogenannte Schlagvorrichtung und die Zündbüchse, während der Zeit, in der eine Zündung weder erfolgen soll noch darf, in sich kurz geschlossen werden. Entsteht also bei dieser Schaltung ein Erdschluß oder ein Ueberbrücken der Isolationsschichten, so wird vollständiger Kurzschluß eintreten, der die Sicherung zum Schmelzen bringt, so daß der Strom unterbrochen wird und nicht über die Zündbüchse verlaufen kann.

Der größeren Sicherheit halber empfiehlt es sich, für jede Zündung zwei Schlagvorrichtungen und Zündbüchsen vorzusehen. Deshalb sind auch in dem Schema der Figur 1 statt der unbedingt nötigen vier Zündvorrichtungen acht eingezeichnet.

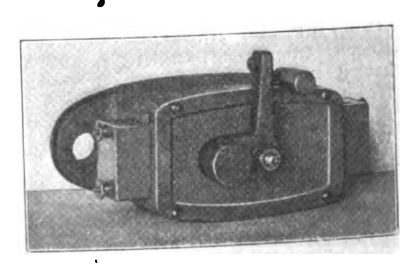
Die Zündeinrichtung besteht aus der für sämtliche Zündbüchsen gemeinschaftlichen Kontaktvorrichtung, Fig. 2 und 3, die gewöhnlich auf der Steuerwelle angebracht wird, und den Schlagvorrichtungen, Fig. 4, die an den Zylindern befestigt werden und auf die in deren Innern befindlichen Zündbüchsen wirken.

Fig. 2 und 3. Kontaktvorrichtung.



Die Kontaktvorrichtung hat für jeden Zündraum einen Bürstensatz, der im Augenblick der Zündung den Strom schließt. Der Strom geht dann über die Schlagvorrichtung und die Zündbüchse. Die Schlagvorrichtung zieht hierbei einen Anker an, dessen Hebel auf den drehbaren Hebel der

Fig. 4. Schlagvorrichtung.



Zündbüchse schlägt, wodurch der Stromkreis unterbrochen und an den Kontakten der Zündbüchse ein Lichtbogen gezogen wird, der die Zündung bewirkt. Die Schlagwirkung ist wesentlich für das sichere Wirken der Einrichtung; denn nur durch diese erfolgt die Bildung des Lichtbogens unab-

[1]) D. R. P. a.

hängig von der Reibung in der Zündbüchse zu einer bestimmten Zeit und mit größter Sicherheit, da die bei der Schlagwirkung auftretenden Kräfte groß genug sind, um jede Reibung in der Zündbüchse zu überwinden.

Die Kontaktvorrichtung besteht, wie Fig. 2 zeigt, aus einem kräftigen gußeisernen Gehäuse, das an die Gasmaschine angeschraubt wird. An der Vorderseite hat sie einen drehbaren Bürstenträger, der durch ein Handrad mit Spindeltrieb um rd. 50° verstellbar ist, damit der Zeitpunkt der Zündung (Vor- oder Nachzündung) eingestellt werden kann. Da es bei doppeltwirkenden Gasmaschinen erwünscht ist, daß auch der Zeitpunkt der Zündung im vorderen und hinteren Gasraum um einen bestimmten Winkelbetrag verschieden eintritt, so sind die Bürsten auch unter sich um rd. 10° verstellbar. Es geschieht dies durch Lösen des Bürstenbolzens und Verschieben in der gewünschten Richtung. Oben im gußeisernen Gehäuse sind ferner Umschalter untergebracht (vergl. auch Fig. 1), mit denen man die einzelnen Schlagvorrichtungen beliebig ein- oder ausschalten kann. So können z. B., wenn für eine Zündung zwei Schlagvorrichtungen vorgesehen sind, entweder beide zusammen oder eine allein eingeschaltet oder auch beide ausgeschaltet werden. Ferner befindet sich im Gehäuse für jede Schlagvorrichtung eine doppelpolige Sicherung, die durch Abheben des oberen Verschlußdeckels leicht zugänglich ist. Am unteren Teile der Kontaktvorrichtung ist ein doppelpoliger Hauptschalter angebracht, mit dem alle Leitungen gleichzeitig unterbrochen werden können. Die Leitungen werden durch einen auf der gegenüber liegenden Seite befindlichen Gasrohr-Anschlußflansch eingeführt; sie können also vor mechanischen Beschädigungen sicher geschützt verlegt werden. Der doppelpolige Hauptschalter und das Handrad zum Verstellen der Bürsten können beliebig rechts oder links angebracht werden. Die Kontaktvorrichtung erhält für doppeltwirkende Zweizylinder-Gasmaschinen 4 Bürstensätze, für einfachwirkende 2 Bürstensätze. Der Stromwender der Kontaktvorrichtung ist in Fig. 3 besonders dargestellt.

Die Schlagvorrichtung, Fig. 4, besteht ebenfalls aus einem kräftigen gußeisernen Gehäuse, aus dem ein hammerartig ausgebildeter Hebel herausragt. Dieser Hebel ist fest mit dem Anker verbunden, der bei Durchgang des Stromes durch die Magnetspulen der Schlagvorrichtung um einen bestimmten Winkelbetrag kräftig gedreht wird. Der Hebel führt, wie bereits oben erwähnt, dieselbe Drehbewegung aus und schlägt hierbei kräftig auf den Hebel der Zündbüchse. Er kann, je nachdem es die Konstruktion der Gasmaschine erfordert, beliebig nach rechts oder links aufgesetzt werden.

Die Zündbüchsen werden am besten von der betreffenden Gasmaschinenfabrik selbst hergestellt, da ihre Anfertigung zu sehr von der Konstruktion des Zylinders abhängt.

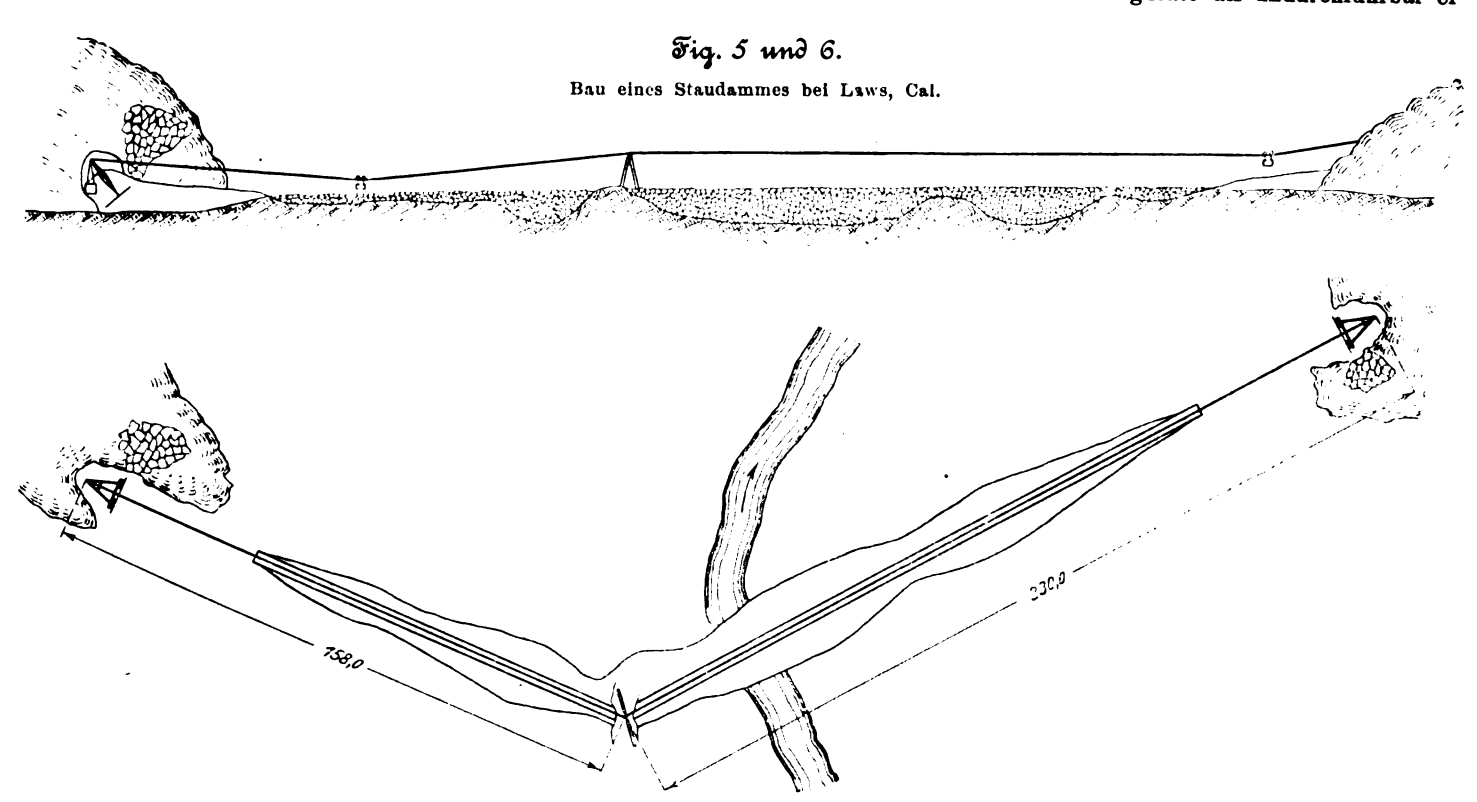
Die Zündvorrichtungen werden normal für eine Spannung von 65 V gebaut, so daß sie unter Benutzung eines Vorschaltwiderstandes an die Beleuchtungsanlage angeschlossen werden können. In Drehstromanlagen, in denen der erforderliche Strom von den Erregermaschinen geliefert werden soll, ist eine Batterie notwendig, die bei stillstehender Maschine den Strom liefert und während des Betriebes von der Erregermaschine geladen werden kann. Die Zündvorrichtung erfordert bei 65 V einen Strom von etwa 6 Amp, jedoch nur in dem kurzen Augenblick, wo die Kontaktvorrichtung Stromschluß herstellt. Die Batterie braucht also nur eine kleine Kapazität zu haben und kann alle Zündvorrichtungen mit Strom versorgen, da diese nicht zu gleicher Zeit in Tätigkeit treten.

Derartige Zündeinrichtungen sind von den Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken bereits für eine größere Anzahl von bedeutenden Gasmaschinenfabriken geliefert worden.

Die Nevada California Power Co. errichtet gegenwärtig in einem unzugänglichen, rd. 30 km von der nächsten Eisenbahnhaltestelle entfernten Tal der Sierra Nevada bei Laws, Cal., eine **Talsperre** für Wasserversorgungs- und Kraftzwecke [1]. Entgegen dem früheren Plan, der sich wegen der hohen Förderkosten für Baustoffe und -geräte als undurchführbar erwiesen hat, wird dieser Staudamm nicht gemauert, sondern aus Steinen lose aufgeschüttet, die unmittelbar an den Talabhängen gebrochen und **mit Hülfe einer Drahtseilbahn** an Ort und Stelle gebracht werden; s. Fig. 5 und 6. Die Talsohle ist unregelmäßig gestaltet und steigt etwa in der Mitte bis über die Höhe des geplanten Dammes empor. Der Damm, der im wesentlichen nur die Unebenheiten der Talsohle ausgleichen soll, ist winkelförmig mit Schenkeln von rd. 105 und 172 m Länge und 10,5 m größter Höhe angelegt. Demzufolge sind auch zwei Seilbahnen im Winkel gegeneinander errichtet worden, die in der Mitte auf der Erhöhung der Talsohle verankert sind. Die Enden der 50 mm dicken und für 5 t Tragkraft bemessenen Seile sind über Rollen auf fahrbaren, nach außen geneigten Gerüsten geführt und mit 40 t Gegengewicht beschwert. Die Gesamtlänge der beiden Seilstücke beträgt rd. 158 und 230 m.

Fig. 5 und 6.

Bau eines Staudammes bei Laws, Cal.



An dem zur Korrektion des Rheines und seiner Nebenflüsse auf schweizerischem Gebiete geschaffenen sogenannten **Rheintalischen Binnenkanal** sind zur Ausnutzung der Wasserkraft drei elektrische **Kraftwerke** für Gefällstufen von je 3 bis 3,5 m und 9 bis 10 cbm/sk Wassermenge bei mittlerem Wasserstand errichtet worden. Die drei Werke liegen bei Lienz, Blatten und Montlingen, während sich das Verteilnetz einseitig nach Norden bis St. Margarethen erstreckt. Unter

[1]) The Engineering Record 3. August 1907.

diesen Umständen war eine Unterteilung des Netzes auf die drei Stromerzeugerstellen nicht angängig. Aber auch von der Ausrüstung aller drei Werke mit synchron laufenden Stromerzeugern hat man Abstand genommen, da das Parallelschalten und der parallele Betrieb von Synchronmaschinen an verschiedenen Orten unter wechselnden Belastungen sehr schwierig und leicht häufigen, wenn auch nur kurzen Betriebunterbrechungen ausgesetzt ist. Die Maschinenfabrik Oerlikon, der die Ausführung der Anlagen übertragen war, hat vielmehr zum erstenmal eine Anordnung angewendet, die ein Hauptkraftwerk mit Synchronerzeugern und Nebenkraftwerke **mit asynchronen Stromerzeugern** vorsieht.

Bei dieser Anordnung braucht nur das Hauptwerk in Montlingen mit den Einrichtungen zur Regelung von Spannung und auf Synchrongeschwindigkeit versehen zu sein, während die in Lienz und Blatten aufgestellten übersynchron betriebenen Maschinen keiner andern Regelung als der am Turbinenleitrade bedürfen. Die Asynchronmaschinen haben einen Kurzschlußanker ohne Schleifringe, da das hierin vom primären Felde des Gehäuses induzierte Erregerfeld nicht geregelt wird, sondern Spannung und Periodenzahl nur vom Hauptkraftwerk aus bestimmt werden. In den Nebenkraftwerken wird nur die Belastung der asynchronen Maschinen mit einer bestimmten Stromstärke durch Einstellen der Turbinengeschwindigkeit geregelt. Deshalb brauchen die Nebenkraftwerke keine umfangreiche Schaltanlage und keine ausgebildete Bedienungsmannschaft. Die Nachteile einer derartigen Anordnung liegen darin, daß die Synchron-Stromerzeuger im Hauptkraftwerk mit einem sehr kleinen Leistungsfaktor arbeiten müssen, der um so kleiner wird, je mehr die von diesen Maschinen abgegebene Leistung im Verhältnis zur Leistung der Asynchron-Stromerzeuger abnimmt. Er beträgt z. B. bei 205 KW Leistung und 30 Amp Stromstärke einer Synchronmaschine rd. 0,4, wenn eine Synchronmaschine 165 KW und 11,2 Amp gleichzeitig bei einem Leistungsfaktor von 0,85 ins Netz schickt, dessen Leistungsfaktor dann auch auf 0,71 herabgedrückt wird. Bei gleichmäßig verminderter Belastung beider Maschinenarten auf 50 und 80 KW sinkt der synchrone Leistungsfaktor bis 0,26 bei 0,83 Netzfaktor. Infolgedessen müssen die Synchronmaschinen größer bemessen sein, als sonst erforderlich wäre. Immerhin aber sind die gesamten Anlagekosten geringer, da die Asynchronmaschinen billiger sind und in den Nebenkraftwerken umfangreiche Schaltanlagen gespart werden können.

Das Hauptkraftwerk in Montlingen enthält drei 250pferdige stehende Francis-Turbinen, die je einen Synchron-Drehstromerzeuger von 10000 V verketteter Spannung und 50 Per./sk durch Kegelräder mit 250 Uml./min antreiben. Die Nebenkraftwerke Lienz und Blatten sind einander völlig gleich mit je zwei ebenfalls mittelbar, aber mit 255 Uml./min angetriebenen Asynchron-Stromerzeugern ausgerüstet.

Als Beispiel für das Eindringen der Elektrotechnik in landwirtschaftliche Betriebe[1] ist das **Elektrizitätswerk des Rittergutes Libnitz** auf Rügen zu erwähnen, das von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft ausgeführt worden ist. Das kleine Werk ist mit einer Sauggasanlage und einem 30pferdigen Motor von Gebr. Körting ausgerüstet, der eine Gleichstrom-Nebenschlußdynamo von 20 KW und 240 V antreibt. Außerdem ist eine Akkumulatorenbatterie von 90 × 3 Amp-st Kapazität, die auf drei Stunden ebenfalls 20 KW abgeben kann, vorhanden. Außer für Beleuchtung wird der Strom zum Betriebe von Dreschmaschinen, Häcksel- und Schrotmaschinen, Pumpen und Kleinmotoren für die Hauswirtschaft verwendet.

Eine Ueberlandzentrale ist neuerdings in Vangerow-Breitenfelde bei Landeck in Westpreußen errichtet worden, um die Wasserkräfte der Küddow in zwei 150pferdigen Turbinen ausnutzen. Die von diesen angetriebenen Drehstrommaschinen speisen ein umfangreiches Netz mit 7650 V Spannung. In diesem Bezirke werden auch Pflüge elektrisch betrieben. (Elektrotechnische Zeitschrift 24. Oktober 1907)

Wohl auf keinem andern industriellen Gebiete zeigen sich die Fortschritte Japans so deutlich wie in der Schiffbauindustrie. Das Land, das noch vor etwa einem Jahrzehnt nahezu sämtliche größeren Eisenschiffe im Auslande bestellte, hat seitdem namentlich mit seinen Kriegsschiffbauten (Panzerkreuzer »Tsukuba«, Linienschiffe »Satsuma« und »Aki« usw.) den Beweis erbracht, daß es in diesem Gebiete bereits auf eigenen Füßen steht. Daß auch der Handelschiffbau nicht vernachlässigt wird, zeigt neuerdings wieder der Stapellauf eines **Turbinendampfers** von recht ansehnlichen Abmessungen. Dieses von der Mitsubishi-Werft in Nagasaki gebaute Schiff »Tenyo Maru« ist 168 m zwischen den Loten lang, 19 m breit und hat bei 9,5 m Tiefgang 21650 t Wasserverdrängung. Die zum Antrieb dienenden Parsons-Turbinen von rd. 17000 PS sollen dem Schiff eine Geschwindigkeit von 19 Knoten erteilen. Von derselben Firma werden noch zwei Schwesterschiffe gebaut, die ebenso wie »Tenyo Maru« zur Beförderung von Personen, Post und Fracht von den japanischen und chinesischen Häfen nach der Westküste Amerikas dienen sollen. Die Turbinen für das dritte Schiff werden bereits in den Werkstätten der Mitsubishi-Werft gebaut, während die beiden andern Turbinensätze noch aus England bezogen worden sind. (Engineering 18. Oktober 1907)

Das Bestreben nach Vergrößerung von Kriegschiffen macht sich seit einiger Zeit auch bei Torpedobooten und Torpedobootzerstörern geltend. Für die schwedische Marine werden augenblicklich mehrere **Torpedobootzerstörer von 835 t Wasserverdrängung**, 30 Knoten Geschwindigkeit und besonders großem Kohlenfassungsvermögen gebaut. Die Bewaffnung dieser Schiffe soll aus sechs 10 cm-Geschützen bestehen.

Die Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen[1]) veröffentlicht eine Uebersicht aller **Bahnstrecken**, auf denen die von Roman Abt erfundene **Zahnstangenbauart** zur Anwendung gekommen ist. Es sind deren 52, darunter 37 in Europa, 8 in Amerika, 5 in Asien und 2 in Australien. Mit Vollspur von 1435 mm sind 14 Bahnen ausgestattet, bei 4 Bahnen beträgt die Spurweite 1067 mm, bei 17 1000 mm und bei 6 800 mm. 42 Bahnen werden mit Dampf, 10 mit Elektrizität betrieben. Die größte Betrieblänge hat die Bahn von Bairut nach Damaskus, nämlich 146 km, wovon 35 km mit Zahnstange ausgerüstet sind. Die stärkste Steigung, nämlich 255 vT, überwindet die Bahn auf den Schafberg in Oesterreich; Steigungen bis zu 250 vT kommen bei der Bahn auf den Manitou Pikes Peak in Nordamerika, bei der Bahn Brienz-Rothorn in der Schweiz und bei der Bahn auf den Mont Salève in Frankreich vor.

Mit der Aufstellung der Eisenkonstruktion für die **Probestrecke der Schwebebahn in Berlin** ist in der Brunnenstraße begonnen worden. Die Gründungen für die Pfeiler sind eingebaut und auch die Baugruben für die Versenkung der eisernen Unterzüge, auf denen die Mittelstützen befestigt werden, hergestellt. Die Eisenkonstruktion wird von Steffens & Noelle in Tempelhof geliefert. Um den Verkehr in der Straße so wenig als möglich zu hindern, wird nur während der Nacht gearbeitet. Man hofft, die Probestrecke bis spätestens Mitte November fertigstellen zu können.

Nach den monatlichen Berichten über die **Arbeiten am Lötschbergtunnel** hat die Länge des Sohlenstollens am 30. September, nach sieben Monaten Bauzeit, an der Nordseite 947, an der Südseite 930, insgesamt also 1877 m betragen. Gegen den Stand am 31. Mai[2]) bedeutet das einen Fortschritt von 529 und 550 m. Auf der Nordseite herrschte im September eine Temperatur vor Ort von 8° C, und es wurden 2 ltr/sk Wasser erschlossen. Hier betrug die Arbeiterzahl im Tunnel 156, außerhalb des Tunnels 280 und der mittlere Tagesfortschritt 5,83 m. Auf der Südseite, wo vor Ort 15,1° C gemessen und 24 ltr/sk Wasser erschlossen wurden, waren im September 131 Arbeiter im und 317 außerhalb des Tunnels beschäftigt, und der Tagesfortschritt des Richtstollens betrug 4,55 m. (Schweizerische Bauzeitung 11. Oktober 1907)

An einer im Waterside-Kraftwerk der New York Edison Co. aufgestellten **7500 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamo** von 750 Uml./min, für die bei 12¼ at Ueberdruck, 93,5 vH Luftleere und 38° Ueberhitzung ein Dampfverbrauch von 7,2 kg/KW-st gewährleistet war, ist vor kurzem ein 8stündiger **Abnahmeversuch** angestellt worden[3]), dessen im Mittel um etwa 7,8 vH bessere Ergebnisse in der nachstehenden Zahlentafel mitgeteilt sind.

Bei den Versuchen wurde das Wasser zum Abdichten der Stopfbüchsen der vom Kondensator zum Meßbehälter führenden Leitung entnommen und wieder dahin zurückgeführt; außerdem wurden von Zeit zu Zeit Proben aus dem Kondensat entnommen, die mit Hülfe von Silbernitrat auf ihren

[1]) Vergl. Z. 1905 S. 246 und 926.

[1]) vom 23. Oktober 1907.
[2]) Z. 1907 S. 1043.
[3]) The Iron Age 10. Oktober 1907.



Versuchsergebnisse einer 7500 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamo im Waterside-Kraftwerk der New York Edison Company.

Zeit		9³⁰	10³⁰	11³⁰	12³⁰	1³⁰	2³⁰	3³⁰	4³⁰	5³⁰
Belastung	KW	9830	9890	9855	9855	9870	9865	9845	9625	9625
Dampfdruck	at	12,75	12,32	12,25	12,53	12,46	11,35	12,53	12,46	12,46
Ueberhitzung	⁰	51	54	53	53	54	54	52	55	55
Luftleere	vH	91,0	90,5	91,0	90,5	90,5	90,5	90,5	90,5	90,5
stündlicher Dampfverbrauch	kg	68 300	67 800	67 500	67 500	67 200	67 300	67 400	66 800	66 800
Dampfverbrauch für 1 KW-st	»	6,91	6,85	6,82	6,85	6,80	6,80	9,85	6,95	6,95

Salzgehalt geprüft wurden, um etwaige Undichtheiten des mit Meerwasser gekühlten Oberflächenkondensators sehr genau feststellen zu können.

Oeffentliche Vorträge über wirtschaftliche Fragen veranstaltet in diesem Winter der Verband technisch-wissenschaftlicher Vereine in Hannover, dem unser Hannoverscher Bezirksverein angehört, nachdem auch bereits im vorigen Jahre solche Vorträge abgehalten worden sind. Im Gegensatz zu den an anderen Stellen und von anderen Bezirksvereinen in letzter Zeit mehrfach veranstalteten Kursen über wirtschaftliche Fragen, die auf einen kurzen Zeitraum zusammengedrängt waren[1]), sind die Vorträge in Hannover über die Wintermonate verteilt. Es werden sprechen Hr. Prof. Dr. Berghoff-Ising, Darmstadt, über die Entwicklung der deutschen Volkswirtschaft (der erste Vortrag hat bereits am 31. Oktober stattgefunden, zwei weitere finden am 5. und 6. November statt); Hr. Prof. Dr. P. Arndt, Frankfurt a. M., über die Märkte der deutschen Industrie im In- und Auslande (19. Nov.) und über den Einfluß der allgemeinen wirtschaftlichen Konjunktur auf den Absatz der deutschen Industrie (26. Nov.): Hr. Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Wohltmann, Halle, über die deutschen Kolonien in Afrika unter besonderer Berücksichtigung der industriellen Interessen (6. und 14. Dez.); Hr. Kgl. Bauinspektor P. Hildebrand, Berlin, über das Kiautschou-Gebiet, unter besonderer Berücksichtigung der industriellen Unternehmungen dort und in Schantung (17. Dez.) und Hr. Prof. Dr. Berghoff-Ising, Darmstadt, über das Kartellproblem (7. und 8. Januar 1908). Die Vorträge finden in dem Hörsaal des Elektrotechnischen Instituts der Kgl. Technischen Hochschule in Hannover statt und beginnen abends 8 Uhr. Die Einschreibgebühr beträgt für Mitglieder des Verbandes 10 ℳ, für Nichtmitglieder 15 ℳ. Anmeldungen nehmen entgegen Dr. H. Freese, Herschelstr. 1 A, und die Buchhandlung A. Sponholz, Georgplatz 2, Hannover.

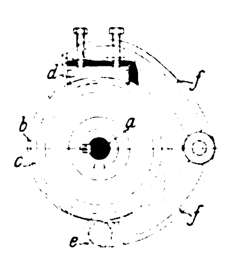
[1]) Z. 1905 S. 1335; 1906 S. 1246; 1907 S. 439, 719, 1604.

Am 25. und 26. November d. J. findet in der Aula der Technischen Hochschule in Charlottenburg die **9. Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft** statt. Hieran schließt sich am 27. November ein Ausflug nach Nauen zur Besichtigung der Station für drahtlose Telegraphie der Telefunken-Gesellschaften.

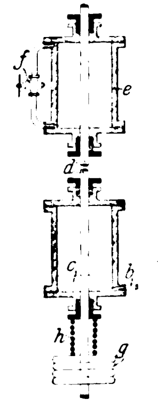
Während der Versammlung werden folgende Vorträge gehalten: Bauer: Schnellaufende Motorboote; Schulthes: Elektrisch angetriebene Schiffschrauben; Renner: Schiffbau und Schiffahrt auf den Großen Seen in Nordamerika; Wellenkamp: Ein neues Modellschleppverfahren; Krell: Hydraulische Rücklaufbremsen; Arco: Fortschritte in der drahtlosen Telephonie; Flamm: Kinematographische Aufnahmen von Versuchen mit Schiffschraubenmodellen; Benjamin: Das Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen; Brünler: Feuer-Wasser-Kessel.

Patentbericht.

Kl. 7. Nr. 186501. Bremse für Pressen. Gesellschaft für Patentverwertung, Lübeck. Auf der den Stempel bewegenden Kurbel- oder Exzenterwelle *a* sind eine unrunde Scheibe *b* und eine Bremsscheibe *c* aufgekeilt. Auf letzterer gleitet ein Bremsschuh *d*, auf ersterer eine Druckrolle *e*. Beide sind in den Armen eines festen Doppelhebels *f* gelagert. Die unrunde Scheibe *b* ist so gestellt, daß sie bei einer Drehung von 0 bis 180⁰, während deren der Stempel niedergeht, den Bremsschuh *d* nicht auf die Bremsscheibe *c* preßt, ihn hingegen während des nun folgenden Stempelrückganges von 180 bis 270⁰ mit steigender und von 270 bis 360⁰ mit abnehmender Kraft andrückt.

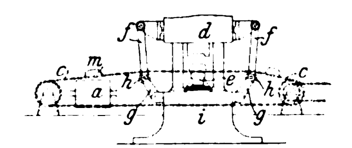


Kl. 14. Nr. 183144. Regelung der Füllung von Fördermaschinen. Ph Passelecq und F. Paquet, Dampremy (Belg.). Die Kolbenstange *d* ist mit dem die Füllung ändernden Teile der Steuerung, das Rohr *b* mit der Dampfleitung zwischen Drosselventil und Hochdruckzylinder verbunden. Dadurch wird der Uebergang von Vollfüllung beim Anlassen der Maschine zu größerer oder kleinerer Teilfüllung bei freier Fahrt von der Stellung des Drosselventiles und der Spannung des Frischdampfes abhängig gemacht, so daß die Maschine mit Vollfüllung arbeitet, bis der auf den Kolben *c* wirkende Dampfdruck den Anfangswert der wachsenden Belastung *gh* überschreitet und den Kolben mehr oder weniger hebt. Um die Zeit der Füllungsänderung regeln zu können, wird *d* mit einer Flüssigkeitsbremse *ef* verbunden.



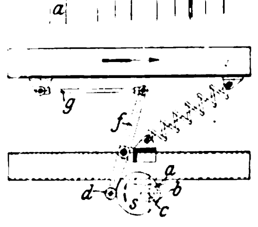
Kl. 20. Nr. 188395. Stromabnehmer. W. Adler, Berlin. Das Schleifstück *a* nimmt den Fahrdraht *d* in einer nahezu kreisförmigen, oben durch eine verengte Oeffnung zugänglichen Vertiefung auf, an die sich S-förmig ausgebildete Fangflächen *e* anschließen.

Kl. 49. Nr. 186028. Zu- und Abführvorrichtung für Schmiedepressen. Franz Dahl, Bruckhausen (Rhld.). Das obere Trum der ununterbrochen sich bewegenden endlosen Ketten *c*, denen das Preßgut *m* durch den Rollgang *a* zugeführt wird, wird durch Rollen *h* dem Gange der Schmiedepresse entsprechend abwechselnd gehoben und gesenkt. Durch das Anheben wird ein Schmiedestück vom Rollgang *a* und gleichzeitig ein andres fertig gepreßtes von der Matrize *e* abgehoben, während durch das Senken der Ketten ein Schmiedestück auf die Matrize *e* aufgesetzt wird. Die Rollen *h* sind zweckmäßig an gelenkig am beweglichen Preßhaupt *d* sitzenden Armen *f* befestigt, die durch am Untergestell *i* angeordnete Arme *g* geführt werden.



Kl. 49. Nr. 186710. Fördervorrichtung für Arbeitsmaschinen. K. Th. Schmidt, Karlsruhe i. B. Die an dem hin- und herschwingenden Schlitten *a* um Bolzen *c* drehbaren Greifarme *b* für die Werkstücke haben Rollen *e*, die an federnd gelagerten Führungen *d* entlang gleiten und, je nachdem sie beim Vorgang auf der Innenseite und beim Rückgang auf der Außenseite von *d* laufen, die Greifer *b* entweder schließen oder öffnen, so daß diese die von einer Arbeitstelle zur andern zu fördernden Werkstücke beim Vorgang erfassen und mitnehmen, beim Rückgang hingegen stehen lassen.

Kl. 81. Nr. 185376. Förderrinne. W. Grun, Altwasser, und F. Naumann, Altenburg. Die Daumenscheibe *s* ist auf der Strecke *ab* nach einem Kreisbogen zum Drehpunkt *c* gekrümmt, so daß die Rinne durch Zugstange *g*, Hebel *f* und Rolle *d* entsprechend der Drehung der Daumenscheibe bewegt wird und, wenn *d* über *ab* gleitet, still steht, so daß das Fördergut zur Ruhe kommt.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Gebühren gerichtlicher Sachverständiger.

Geehrte Redaktion!

Wiederholt sind Klagen über die unzureichende Bezahlung erhoben worden, welche den gerichtlichen Sachverständigen gewährt wird. Die Angelegenheit ist auch in dieser Zeitschrift mehrfach behandelt worden[1]). Ich bitte daher, auch das Folgende zur Kenntnis der Kollegen zu bringen.

Von einem auswärtigen Landgericht wurde von mir ein ziemlich schwieriges Gutachten verlangt. Ich antwortete, daß es notwendig sei, vor dessen Ausarbeitung und vor dem bereits festgesetzten Termin die betreffende Maschinenanlage zu besichtigen, um deren Einwirkung auf die Nachbarschaft festzustellen und Vorschläge wegen sachgemäßer Isolierung machen zu können. Das Landgericht erwiderte, eine vorherige Besichtigung sei nicht erforderlich; ich könne zusammen mit der Gerichtskommission am Tage des Termins die Besichtigung vornehmen.

Um die betreffende Stadt zu erreichen, mußte ich in Gr.-Lichterfelde gegen 7 Uhr vormittags abreisen und konnte erst nach 1 Uhr nachts dort wieder eintreffen. Ich war also in dieser Sache an einem Tage über 17 Stunden in Anspruch genommen.

Nach Einreichung meiner Liquidation entspann sich der bekannte Schriftwechsel, in dem das Landgericht zuerst nur den allgemein üblichen Satz von 2 *M* für die Stunde vergüten wollte. Schließlich setzte ich durch, daß für die Besichtigung an Ort und Stelle und die Ausarbeitung des Gutachtens 5 *M* für die Stunde bewilligt wurden, während für die Verhandlungen mit dem vorherigen Sachverständigen, ferner vor Gericht usw. nur der Satz von 2 *M* bewilligt wurde. Dieses Verfahren ist ja allgemein bekannt und ruft regelmäßig unsern Widerspruch hervor; weniger dürfte aber bekannt sein, daß die Gebühren nur für 10 Stunden an einem Tage bezahlt werden.

Obgleich durch die Bestimmung des Landgerichtes 17 Arbeitstunden an einem Tage von mir verlangt wurden — es war z. B. noch nach 8 Uhr abends eine Verhandlung von dem Landgericht festgesetzt worden, sodaß ich meinen um 9 Uhr abfahrenden Zug gerade noch erreichen konnte —, wurde mir in der Kostenfeststellung doch erklärt, daß nur 10 Stunden vergütet würden.

Auf meine Beschwerde beim Kammergericht hat dieses dahin entschieden, »daß mir für bestimmte Arbeiten der von mir verlangte Satz von 5 *M* für die Stunde bewilligt werden müsse, daß aber nach dem Gerichtskostengesetz nur 10 Stunden für einen Tag vergütet werden dürften. Da ich demnach mit der Hälfte meiner Mehrforderung abgewiesen werden müsse, hätte ich auch die Hälfte der Kosten der Berufungsinstanz zu zahlen«.

Nach dieser Entscheidung ist es also erforderlich, daß man es ablehnt, zu auswärtigen Terminen zu kommen, wenn hierdurch mehr als 10 Stunden Zeitversäumnis entstehen, falls die betreffenden Gerichte nicht vorher eine bestimmte Vergütung bewilligen. Nachträglich wird eine solche Forderung nicht bezahlt.

Ich wollte diese Angelegenheit hierdurch zum Nutzen der Herren Kollegen und zur Nachachtung bekannt machen.

Groß-Lichterfelde, 9. Oktober 1907.

Hochachtungsvoll
Emil Zorn,
Zivilingenieur und gerichtlich vereidigter Sachverständiger.

[1]) Z. 1892 S. 1413: Zur Frage der Gebühren des Ingenieurs als gerichtlichen Sachverständigen.
Z. 1893 S. 425: desgl.
» 1893 » 877: Verhandlungen des Vereines.
» 1896 » 275: Gebühren des Ingenieurs als gerichtlichen Sachverständigen.
» 1899 S. 758: Zur Frage der Gebühren der gerichtlichen Sachverständigen aus dem Ingenieurstande.
» 1901 S. 1076: Gebühren für technische Sachverständige bei Gericht.
» 1903 » 1236: Verhandlungen des Vereines.
» 1904 » 208: Die Rechte und Pflichten der gerichtlichen Sachverständigen.
» 1904 S. 233: Gebühren der gerichtlichen Sachverständigen.
» 1904 » 436: Verhandlungen des Vereines.
» 1904 » 1159: desgl.
» 1904 » 1164: Gebühren der gerichtlichen Sachverständigen.
» 1905 » 1476: Zur Frage der Gebühren der gerichtlichen Sachverständigen.
» 1907 S. 1721: Gebühren für Sachverständige und Zeugen.

Gas oder Elektrizität.

Geehrte Redaktion!

Der Bericht über den Vortrag von Prof. Heim in Hannover, Z. 1907 S. 1511, verlangt eine Ergänzung infolge der seitherigen Entwicklung der Elektrotechnik. Die Beziehung, daß das elektrische Glühlicht ungefähr doppelt so teuer ist als das Gaslicht beim Bezug aus öffentlichen Werken, bleibt zwar eine gute Faustregel, ist aber auf den heute gewöhnlichen Fall beschränkt, daß der höchste Strompreis des Elektrizitätswerkes einzusetzen ist. Bei Anwendung des Mehrfachtarifes kann aber allen Anschlüssen nach Feierabend ein ermäßigter Preis (etwa 24 bis 30 Pfg die KW-Stunde), am hellen Tage und in der Schlafenszeit ganz niedrige Preise (z. B. 12 und 8 Pfg die KW-Stunde bei Dampfbetrieb) zugestanden werden, so daß für die Wohnungsbeleuchtung, besonders der Angestellten, der Durchschnittspreis des Lichtes ebenso billig ist wie bei der Gasbeleuchtung. In der Elektrotechnischen Zeitschrift 1907 S. 550 und 578 ist dargelegt, daß die Elektrizitätswerke durch eine richtige Preisermäßigung noch wesentlich gewinnen. Die Wohnungsanschlüsse bedingen nämlich keine verhältnismäßige Verteuerung der Elektrizitätswerke, wohl aber in Verbindung mit dem Mehrfachtarif eine viel bessere, jährlich über eine größere Zeitdauer sich erstreckende Ausnutzung der Anlagen. Diese ist aber noch viel wichtiger als der Kohlenpreis und andres.

Hochachtungsvoll

Zürich, 23. September 1907. Adrian Baumann.

Zu den vorstehenden Ausführungen des Hrn. Ingenieurs Adrian Baumann zu meinem Vortrage vom 22. März d. J. habe ich folgendes zu bemerken.

Das im Bericht über den Vortrag angeführte Ergebnis, wonach elektrisches Glühlicht zurzeit etwa doppelt soviel wie Gasglühlicht kostet, gilt nur mit Einschränkung, nämlich bei einer und derselben mittleren hemisphärischen Lichtstärke für die neuesten Metallfaden-Glühlampen von der Art der Wolframlampe. Es ist ferner auf den Preis des Leuchtgases und des elektrischen Stromes bezogen, der in Hannover und zahlreichen andern Städten augenblicklich besteht, nämlich 16 Pfg für 1 cbm Gas und 40 Pfg für 1 KW-st. Endlich sind zwei häufig vorkommende Arten von Lichtabnehmern dabei zugrunde gelegt: ein Ladengeschäft mittlerer Größe und eine bürgerliche Mietwohnung von 6 Zimmern nebst Zubehör.

Ich habe mit Hrn. Baumann den Wunsch, daß durch eine zweckmäßigere Tarifgestaltung der Preis des elektrischen Lichtes weiter verbilligt werde, und habe die einschlägigen Arbeiten Baumanns in der ETZ mit Interesse verfolgt. Praktisch befinden wir uns in Deutschland leider noch im Anfangstadium dieser Bestrebungen, so daß die in meinem Vortrage mitgeteilten Ergebnisse für die meisten deutschen Städte einstweilen noch zutreffen.

Verschiedene Fragen und Bedenken, die mir auf den kurzen Bericht in Z. 1907 S. 1511 von einigen Seiten zugegangen sind, werden die Herren Einsender in dem ausführlichen Abdrucke des in Rede stehenden Vortrages (erschienen im Verlage von Jaenecke, Hannover) beantwortet finden.

Hannover, den 29. September 1907. C. Heim.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **45. bis 47. Heft** erschienen; es enthält:

C. Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken. (Zweiter Teil)

Der Preis dieser drei in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 3 *M*. Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können den Band für 1,50 *M* vom Verein deutscher Ingenieure beziehen.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 45. **Sonnabend, den 9. November 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Maschinenteile.[1])

Fortschritte und Neuerungen.

Von **C. Volk,** Köln.

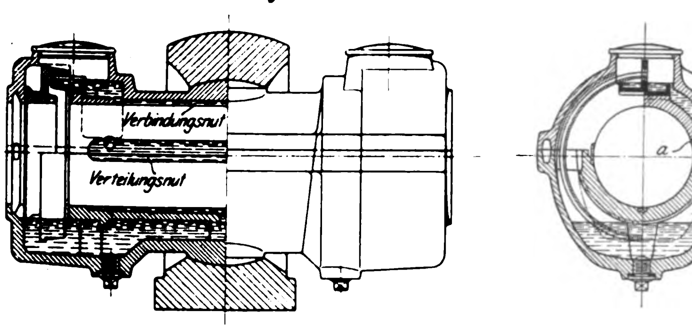
Triebwerklager.

Die Entwicklung der Lager mit festen oder losen Schmierringen kann im wesentlichen als abgeschlossen betrachtet werden. Bei den Lagern mit Kugelbewegung wird die Unterschale oft von der Oelkammer getrennt (vergl. Fig. 1 und 2) oder — bei Stehlagern — die Kugeltragfläche in den Oelraum gelegt[2]).

Lager mit festem (zweiteiligem) Schmierring wurden bisher nur vom Eisenwerk Wülfel gebaut; nunmehr werden sie auch von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei ausgeführt, Fig. 1 bis 4. Zwei einteilige



Fig. 1 bis 4. Lager mit festem Schmierring (Peniger Maschinenfabrik).



Ringe sitzen klemmend auf der Welle und heben das Oel empor, das von Streichzungen abgenommen wird und durch Kanäle in der Oberschale zu Schmiernuten gelangt, die nur wenig über Wellenmitte liegen. Das Oel kommt daher zur Ruhe, bevor es der Gleitfläche zugeführt wird, und verteilt sich gleichmäßig über die ganze Lagerlänge. Die fest auf der Welle sitzenden Ringe laufen auch bei großer oder ungleicher Geschwindigkeit ohne Schwanken und nutzen weder sich selbst noch die Welle ab. Hingegen vergrößern sie die Baulänge und verlangen sorgfältige Bearbeitung.

Die Maschinenfabrik G. Luther, Braunschweig, führt Ringschmierlager mit kurzer Lauffläche aus (Länge der gußeisernen Schale = 2,5 × Bohrung). Diese Lager sind billiger, nehmen weniger Raum ein und sind weniger empfindlich gegen ungenaue Montage oder nachträgliches Setzen, da — gleiche Durchbiegung der Welle vorausgesetzt — die Kantenpressung geringer ist. Die Angabe der Firma G. Luther, daß die Reibungsarbeit bei kurzen Schalen geringer ausfällt, gilt wohl nur für schwach beanspruchte Wellen, die das kurzschalige Lager mit höchstens 7 bis 8 kg/qcm belasten.

Die neuen »auto-pneumatischen« Lager der Peniger Maschinenfabrik zeigen Fig. 5 bis 8. Die Unterschale ist zweiteilig; sie besteht aus der Oelschale und der herausdrehbaren Laufschale, die mit einem Hohlraum versehen ist. Durch die Drehung der Welle wird das in der unteren Schmiernut befindliche Oel weggeführt, und es muß Oel aus dem Hohlraume nachströmen. Bei a, Fig. 8, entsteht daher eine Luftverdünnung, die dazu führt, daß Oel durch die Ueberlaufrohre b nachgesaugt wird. Die Stärke der Schmierung ist von der Drehrichtung und von der Richtung des Riemenzuges unabhängig; sie wächst mit zunehmender Umdrehungszahl[1]).

Für leichte, kurze und raschlaufende Wellen eignen sich Kugellager[2]), die sich durch geringen Oelverbrauch und geringen Reibungswiderstand (namentlich beim Leerlaufen und Anlaufen) auszeichnen. Daß sie für Triebwerke noch verhältnismäßig selten benutzt werden, erklärt sich einerseits aus ihrem höheren Preis und der großen Vollkommenheit der Lager, die sie verdrängen müssen, anderseits daraus, daß die Laufringe einteilig sind, somit die Wellen ausgehoben und Scheiben oder Kupplungen abgenommen werden müssen, falls ein Laufring auszuwechseln ist. Auch können die normalen Kugellager keinen größeren Druck in Richtung der

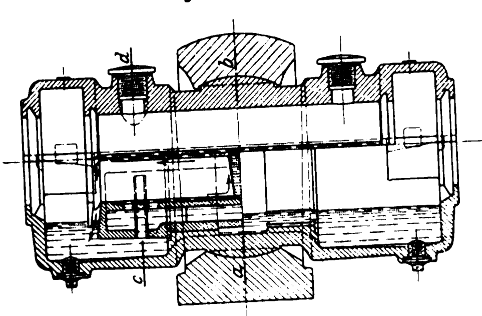
[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Maschinenteile) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

[2]) Z. 1906 S. 1849 u. f.; 1902 S. 1841.

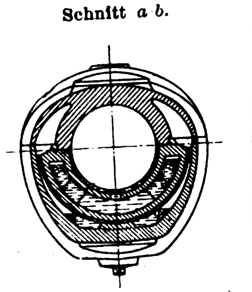
[1]) Ueber Versuche mit diesem Lager werde ich demnächst berichten.

[2]) Vergl. Z. 1907 S. 230.

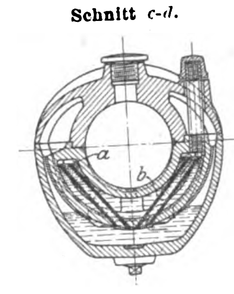
Fig. 5 bis 8. Auto-pneumatisches Lager (Peniger Maschinenfabrik).

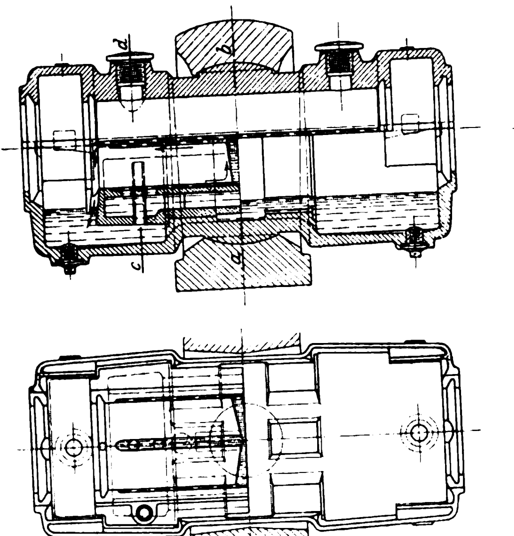


Schnitt *a b*.



Schnitt *c-d*.



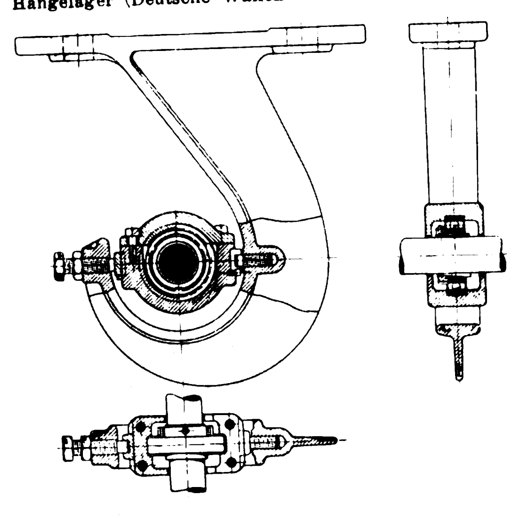


Wellenachse aufnehmen; hierfür sind, ähnlich wie bei Schneckentrieben, besondere Stützlager erforderlich.

Die Laufringe werden in die Lager auf zweierlei Weise eingebaut: entweder erhält der äußere Ring Spiel nach beiden Seiten, der innere sitzt fest auf der Welle, s. Fig. 9 bis 11, 12, 19 und 20, oder der äußere Ring ist genau ein-

Fig. 9 bis 11.

Hängelager (Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken).

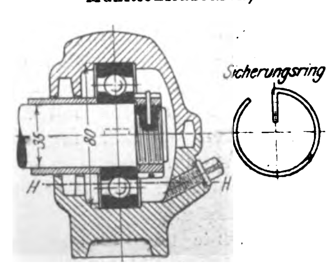


gepaßt, während der innere leicht saugend auf der Welle sitzt, Fig. 13 und 14.

Mitunter sind die Laufringe in einem zweiteiligen Gehäuse untergebracht, das mit Kugeltragflächen versehen ist oder um wagerechte Zapfen schwingen kann, Fig. 9 bis 11. Diese Gehäuse können dann in den Gestellen der Hänge- und Wandlager genau so befestigt werden wie die Schalen der Sellers-Lager; hingegen ist es ausgeschlossen, daß sie eine selbsttätige genaue Einstellung der Laufringe ermöglichen, da ein von der Welle gegen die Kugeln ausgeübter schräger Druck an einem viel zu kleinen Hebelarm angreift.

Fig. 12.

Stehlager (Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken).



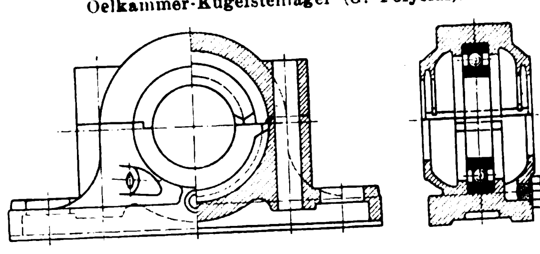
Bei den Laufringen der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin, liegen zwischen den Kugeln elastische Abstandhalter, s. Fig. 19, bei den Laufringen der Deutschen Gußstahlkugel- und Maschinenfabrik in Schweinfurt sowie bei den Sachs-Lagern von Fichtel & Sachs in Schweinfurt ist ein Kugelführungskorb vorhanden, Fig. 15 bis 18, der die gegenseitige Reibung der Kugeln verhindert und ihren gleichen Abstand sichert.

Fig. 9 bis 12 zeigen Lager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken.

Das Hängelager ist für eine Vorgelegewelle von 40 mm Dmr. bestimmt. Der innere Laufring ist mit Hülfe einer geschlitzten Spannhülse auf der Welle befestigt. Als Schmiermittel dient Vaseline. Der ge-

Fig. 13 und 14.

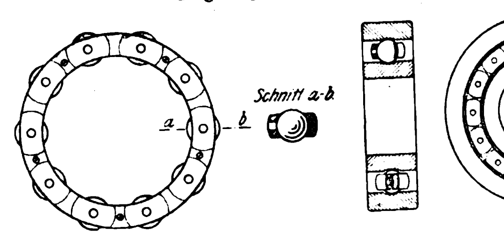
Oelkammer-Kugelstehlager (G. Polysius).



ringe Reibungswiderstand der Kugellager (Reibungsziffer für Vollbelastung und Oelschmierung ∞ 0,0012) gestattet die Rückkehr zu festen Schmierstoffen, bei denen die Wartung einfacher und der Staubschutz besser ist als bei Oel.

Fig. 15 bis 18.

Kugellager (Fichtel & Sachs.)



Das Stehlager ist ein Endlager für 1500 Umdrehungen. Der innere Ring hat Preßsitz auf der Welle, deren Ende eine mit Sicherungsring versehene Mutter trägt. Ein Rohr stützt den Laufring gegen eine Nabe oder einen Stellring ab. Das Lager wird bis zur Höhe *HH*, Fig. 12, mit dünnflüssigem Oel gefüllt, das durch Fangleisten und Fangnuten am Austreten gehindert wird.

Fig. 19 und 20.

Kugelstehlager (Peniger Maschinenfabrik).

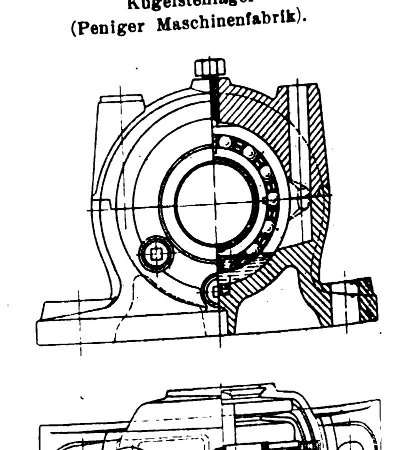
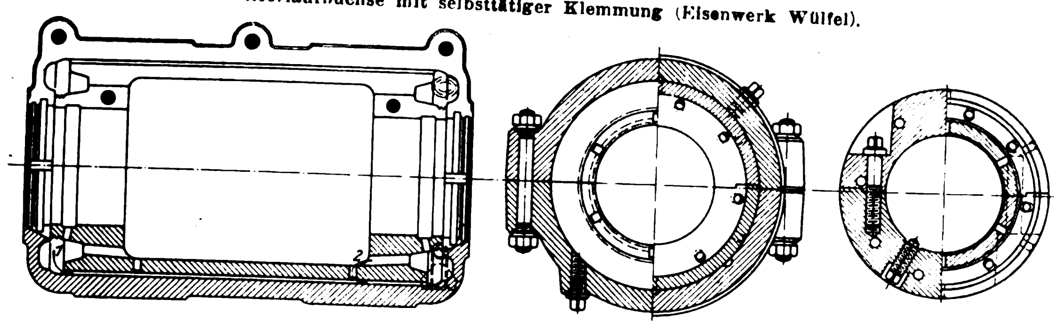


Fig. 13 und 14 stellen ein Oelkammer-Kugelstehlager von G. Polysius in Dessau dar, Fig. 19 und 20 ein solches entsprechend einer Ausführung der Peniger Maschinenfabrik. Bei dem einen Lager ist der äußere Laufring eingepaßt, bei dem andern verhindert eine im Lagerdeckel sitzende Stellschraube das Drehen, ermöglicht aber das Verschieben. Soll das Lager

Fig. 21 bis 23.

Leerlaufbüchse mit selbsttätiger Klemmung (Eisenwerk Wülfel).



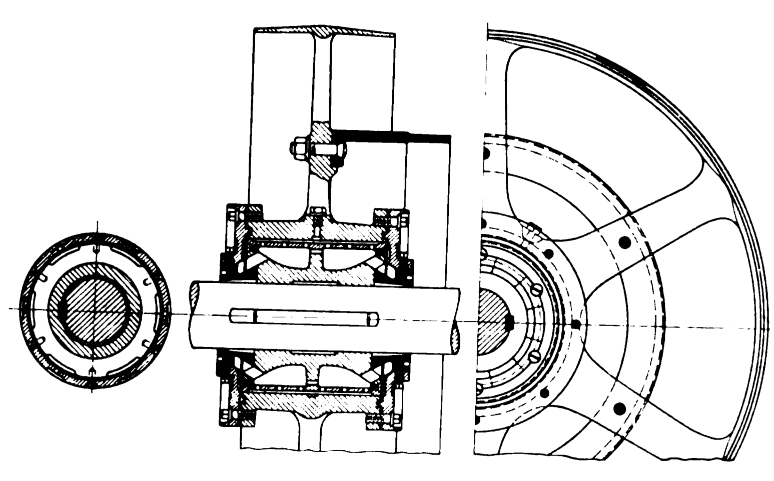
als Bundlager dienen, also geringere Kräfte in der Achsenrichtung aufnehmen, so wird die Schraube fest angezogen.

Leerlaufbüchsen und Leitrollen[1]).

Lose Scheiben, die nicht auf einer Hohlwelle, sondern unmittelbar auf der treibenden oder getriebenen Welle sitzen, werden meist mit Fett geschmiert, wobei manche Nachteile

Fig. 24 bis 26.

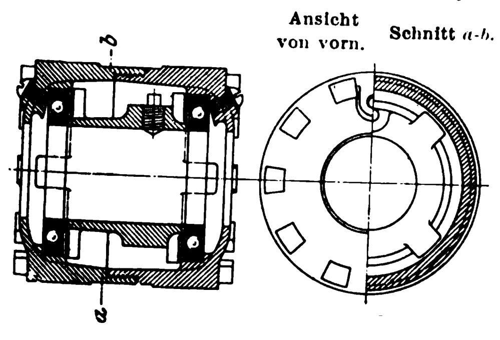
Leerlaufbüchse mit selbsttätiger Oelumlaufschmierung (Peniger Maschinenfabrik).



unvermeidlich sind und namentlich bei größerem Riemenzug und langandauerndem Leerlauf starke Erwärmung und Abnutzung eintritt. Diese Nachteile sollen durch selbsttätige Vorrichtungen für Oelschmierung vermieden werden, die sowohl bei laufender Welle und ruhender Scheibe, als auch

Fig. 27 und 28.

Selbstschmierende Kugellagerlaufbüchse (G. Polysius).



bei stillstehender Welle und sich drehender Scheibe die Gleitflächen mit Oel versorgen.

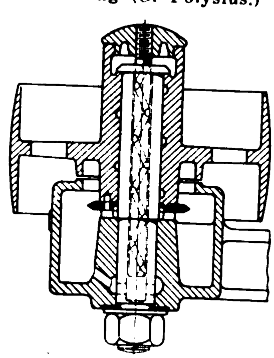
Die Leerlaufbüchse des Eisenwerkes Wülfel, Fig. 21 bis 23, besteht aus einer inneren Büchse, die auf der Welle befestigt wird, und einer äußeren zweiteiligen Hülse, auf der die Leerscheibe sitzt. Eine Füllschraube und eine Schraube in Höhe des Oelstandes ermöglichen das Eingießen einer bestimmten Oelmenge. Bei geringen Umlaufzahlen wird sich ein Flüssigkeitsspiegel bilden, so daß die Gleitflächen bei jeder Umdrehung durch das Oelbad laufen; bei hoher Geschwindigkeit wirkt die Fliehkraft und drückt das Oel radial nach außen, so daß sich bei bewegter Scheibe ein Oelumlauf nach Pfeil 1, bei bewegter Welle nach Pfeil 2 einstellen wird. Das Austreten von Oel wird durch Fangnuten, durch Bleidichtungen unter den Schrauben und durch Verlöten der Teilfuge verhindert.

Aehnlich wirkt die Leerlaufbüchse mit selbsttätiger Oelumlaufschmierung, Fig. 24 bis 26, der Peniger Maschinenfabrik. Der Oelbehälter, der eine auswechselbare Lauffläche hat, ist seitlich durch nachstellbare Deckel geschlossen. Die Büchse ist in Verbindung mit einer Riemenscheibe und einem Mitnehmerring für die Gnom-Kupplung, Fig. 43 und 44, gezeichnet.

Die selbstschmierende Kugellager-Laufbüchse von G. Polysius, Dessau, ist in Fig. 27 und 28 abgebildet. Zwischen den beiden Kugellaufringen sitzt eine Büchse, die mit einigen Armen zum Emporheben oder Abstreifen des Oeles versehen ist. Der Oelbehälter besteht aus zwei miteinander verschraubten Muffen.

Fig. 29.

Leitrolle mit selbsttätiger Schmierung (G. Polysius.)

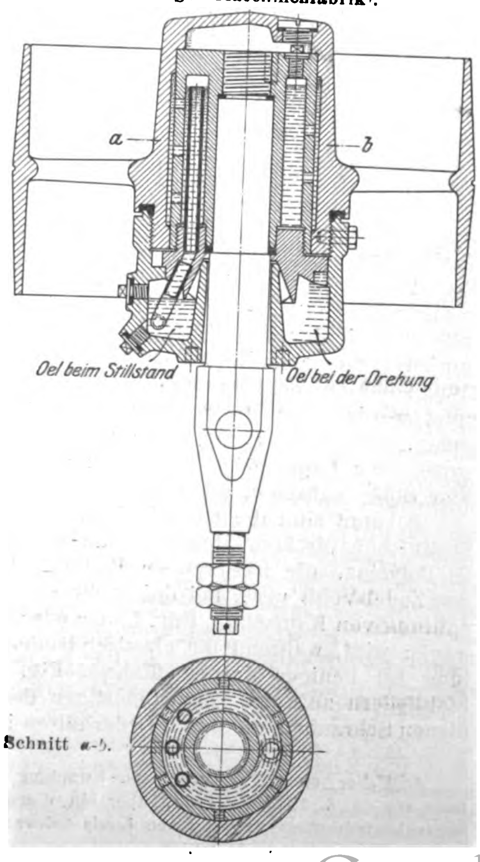


Bei den Leitrollen der gleichen Firma ist die Riemenscheibe mit einem Bolzen verbunden, der mit einer schraubenförmigen Nut versehen ist, Fig. 29. Dieser Bolzen dreht sich in einer entsprechenden Ausbohrung des Tragzapfens und fördert das Oel aus der unten befindlichen Oelkammer nach oben, von wo es durch Nuten in der Rollennabe wieder abwärts fließt.

Die Peniger Maschinenfabrik versieht die Leitrollen mit der bereits erwähnten Saugluftschmierung. Bei stehender Achse erfolgt die Ausführung nach Fig. 30 und 31. Der feststehende Zapfen ist mit einer Büchse verschraubt, deren ringförmiger Hohlraum unten durch einen Deckel verschlossen ist. Die Leitrolle ist mit dem Oelbehälter verbunden.

Fig. 30 und 31.

Leitrolle mit Saugluftschmierung (Peniger Maschinenfabrik).



[1]) s. auch Lenz, Die Schmierung schnellaufender Maschinen, Z. 1907 S. 855.

Bei der Drehung wird dem Hohlraum Oel entnommen und durch Rohre nachgesaugt, die in den Oelvorrat eintauchen. Durch die Form dieser Rohre, die am unteren Ende tangential abgebogen sind, wird die Bewegung des Oeles unterstützt. Um das Austreten von Oel zu verhindern, sind alle Verbindungsstellen mit Bleiringen gedichtet und der Oelbehälter und der Deckel der Büchse mit zahnartigen Vorsprüngen versehen, die aneinander vorbeigleiten, die Oeltropfen zerteilen und abschleudern.

Einen wichtigen Fortschritt stellen die **nachgiebigen Ein- oder Ausrückkupplungen** dar. Gerade bei getrennten Wellensträngen liegt die Gefahr nahe, daß die Wellen, die meist ungleichmäßig beansprucht werden, im Laufe der Zeit ihre gleichachsige Lage verlieren. Wird diese Lage beim Einrücken gewaltsam herbeigeführt oder durch Zentrierbüchsen erzwungen, so können die Lager heißlaufen oder die Kupplungsteile rasch verschleißen.

Zu diesen nachgiebigen Kupplungen gehören die bekannte Bürstenkupplung von G. Luther, Braunschweig, die ausrückbare Bandkupplung, Patent Zodel-Voith, Fig. 34 und 35[1]), die allerdings nur im Stillstand aus- und eingerückt

Fig. 32 und 33.

Elastische isolierende Kupplung (Peniger Maschinenfabrik).

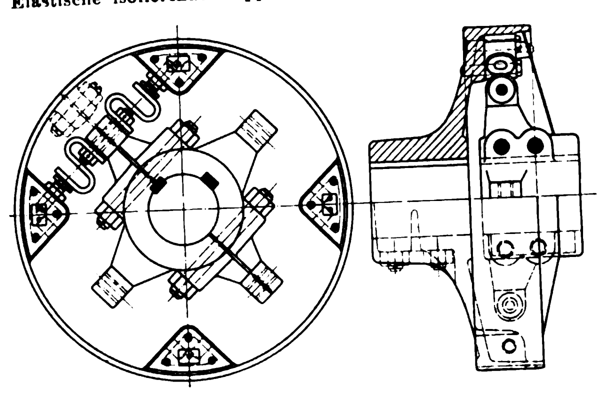
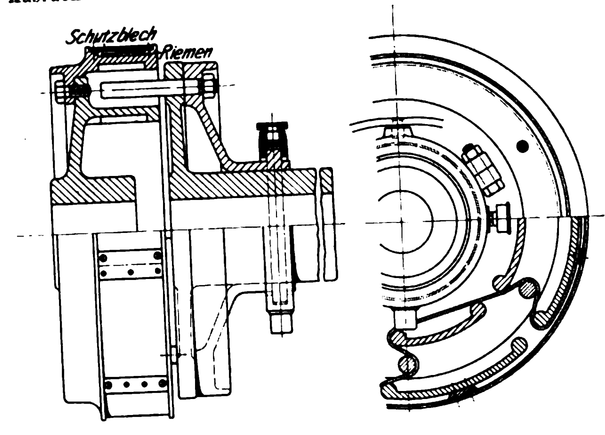


Fig. 34 und 35

Ausrückbare Bandkupplung mit Schleifring, Patent Zodel-Voith.



Biegsame Reibkupplung von Baumgartner.

Fig. 36 und 37.

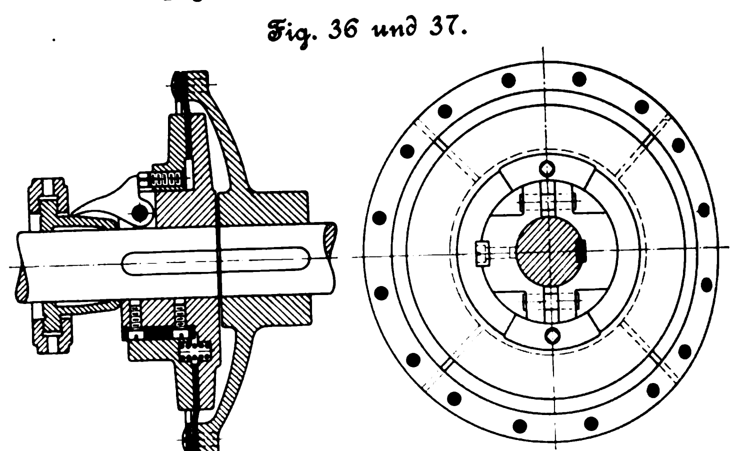
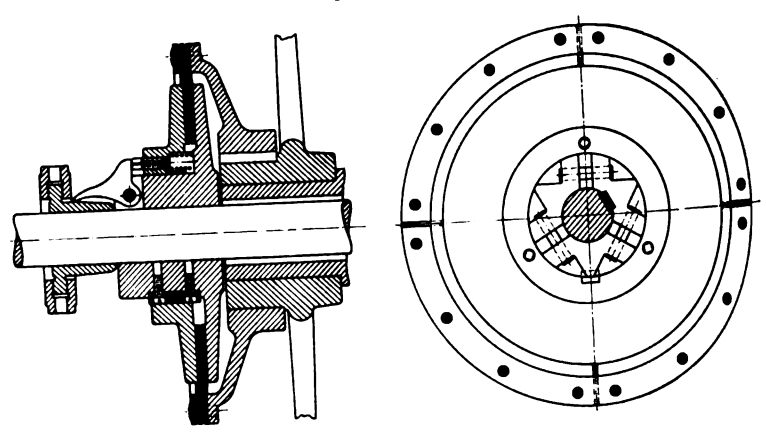


Fig. 38 und 39.



Kupplungen[1]).

Die Neukonstruktionen sind einerseits aus dem Streben hervorgegangen, die Abnutzung zu verringern und das Nachstellen zu erleichtern (Doppelscheiben-Reibkupplung, Patent Benn, s. Fig. 40 bis 42, Reibkupplung »Gnom« der Peniger Maschinenfabrik, s. Fig. 43 und 44), anderseits sind sie durch die Erfolge der elastischen Kupplungen verursacht, die früher nur zum Antrieb von Dynamomaschinen dienten, nun aber überall da benutzt werden, wo starkes Durchbiegen der Wellenenden, Setzen der Fundamente, ungleichmäßiges Abnutzen der Lager oder Büchsen zu befürchten ist, oder Stöße auftreten, die gemildert werden sollen.

Bekannt sind die nachgiebigen Kupplungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. und von G. Polysius, die isolierenden Bandkupplungen, Patent Zodel-Voith usw., bei denen die Kraft unter Vermittlung von Kautschuk, Filz, Leder oder dergl. übertragen wird, während die elastisch isolierende Kupplung der Peniger Maschinenfabrik, Fig. 32 und 33, Stahlfedern aufweist. Zum Befestigen dieser Federn dienen Schrauben, die durch Lederhülsen isoliert sind.

[1]) Ueber eine Kraftmaschinen-Kupplung der Bamag habe ich in Z. 1907 S. 1161, über ein Wendegetriebe mit Schraubenfeder-Reibkupplung von Louis Schwarz & Co. A.-G. in Z. 1907 S. 1239 berichtet.

[1]) s. Z. 1897 S. 81, 793.

Fig. 40 bis 42.

Benns Doppelscheiben-Reibkupplung.

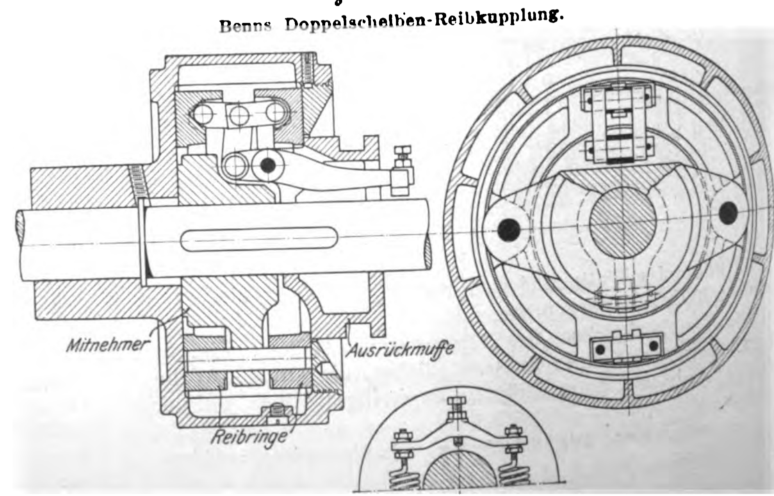


Fig. 43 und 44. Reibkupplung »Gnom« (Peniger Maschinenfabrik).

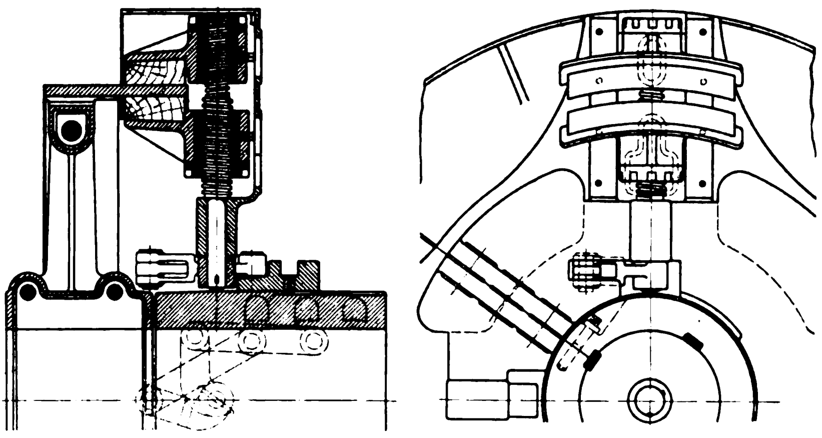


Fig. 45 und 46. Motoren-Reibkupplung (Eisenwerk Wülfel).

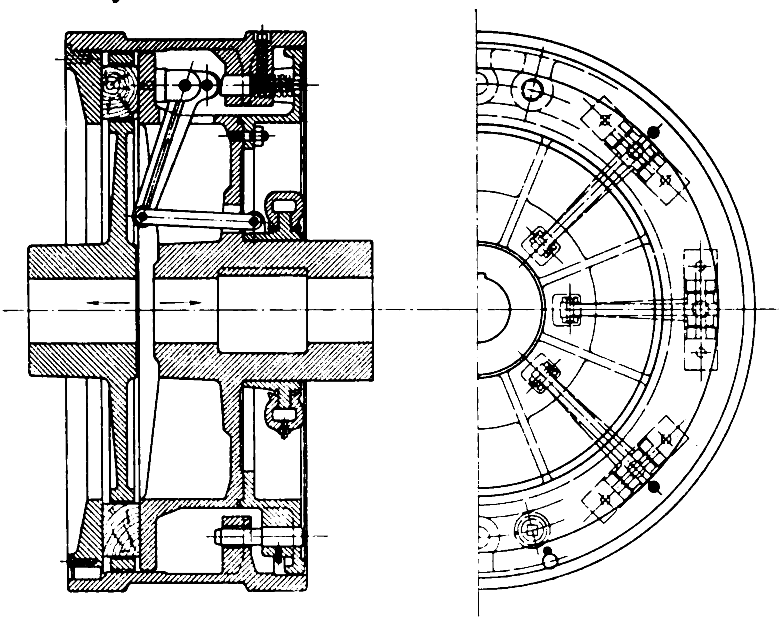
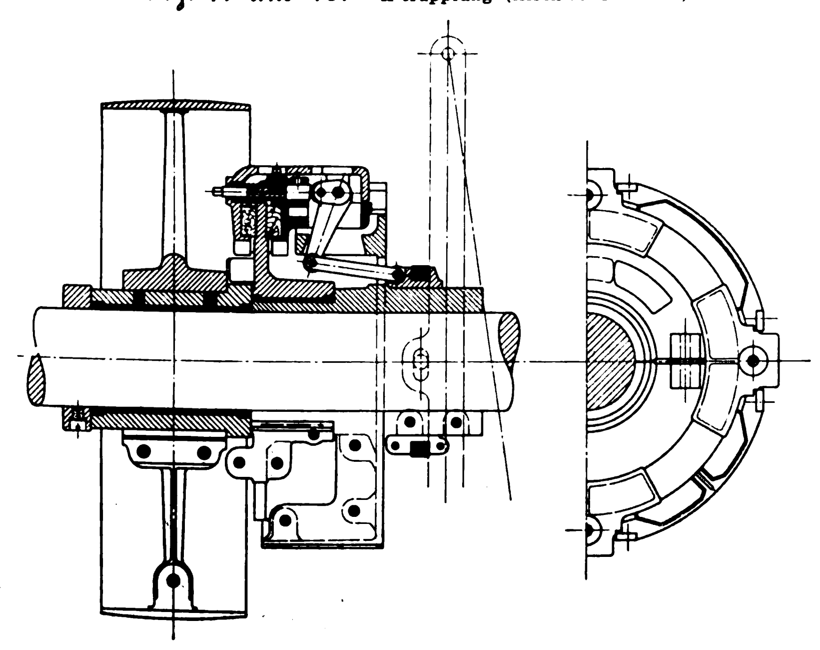


Fig. 47 und 48. X-Kupplung (Eisenwerk Wülfel).



werden kann, die biegsame Reibkupplung von Baumgartner[1]), Fig. 36 bis 39, bei der 2 Reibscheiben gegen eine aus mehreren Segmenten bestehende Lederscheibe gepreßt werden,

[1]) Schweizerische Techniker-Zeitung 1907 S. 6.

zwei neue Kupplungen des Eisenwerkes Wülfel, Fig. 45 bis 48, usw.

Doppelscheiben-Reibkupplung, Patent Benn, ausgeführt von Vogel & Schlegel, Dresden, Fig. 40 bis 42. Auf der einen Welle — meist auf der treibenden — sitzt ein Gehäuse mit einem nachstellbaren Deckel, auf der andern Welle ein Mitnehmer, der mit 2 durchgehenden Bolzen versehen ist und 2 ringförmige Reibscheiben trägt. Das Gehäuse ist mit einer Büchse zum Zentrieren der getriebenen Welle ausgestattet. (Ueber die Zweckmäßigkeit derartiger Büchsen sind die Meinungen geteilt.)[1]) An der Ausrückmuffe befinden sich die Drehpunkte für 2 Hebel, deren äußere Enden durch 2 zylindrische Schraubenfedern zusammengespannt werden, während die in die Kupplung hineinragenden Enden auf Kniehebel einwirken und die Reibringe nach außen pressen.

Beim Einrücken werden die auf die Kniehebel drückenden Lenker über ihre Mittellage hinausbewegt, wodurch der Schluß der Kupplung selbsttätig gesichert ist. Beim Ausrücken wird zuerst die an der Gehäusewand anliegende Reibscheibe nach innen gezogen. Nach 2 bis 3 mm Weg erreicht sie eine Hubbegrenzung, worauf das Abheben der andern Scheibe beginnt. Da die Kuppelbacken die Form von Ringen haben, kann die Fliehkraft keinen störenden Einfluß ausüben, während bei den meisten raschlaufenden Zylinder-Reibkupplungen die Backen ausgewuchtet werden müssen. Durch Anspannen der erwähnten Schraubenfedern kann der Anpressungsdruck geregelt, durch Einschrauben des Deckels die Abnutzung der Gleitflächen ausgeglichen werden.

Die Kupplung ist mit einem Oelkammergehäuse versehen, das bis zu einer gewissen Höhe mit Oel gefüllt wird. Die am inneren Gehäuseumfang angebrachten Rippen heben das Oel empor und führen es von oben her den Gelenken und Gleitflächen zu. (Während des Betriebes, namentlich bei hoher Geschwindigkeit, wird das der Fliehkraft unterworfene Oel allerdings zum größten Teil in der Oelkammer verharren; das Schmieren findet dann nur beim An- und Abstellen statt.)

Wird gleichzeitig der Auflagerdruck in mäßigen Grenzen gehalten, so wird die Abnutzung der geschmierten Flächen sehr gering sein. Dieser Vorzug der Bennschen Kupplung wird namentlich dann zu beachten sein, wenn ziemlich oft ein- und ausgerückt werden muß, oder wenn schwere Schwungmassen in Bewegung zu setzen sind, wobei bekanntlich ein längeres Gleiten unvermeidlich ist[2]).

Reibkupplung »Gnom« der Peniger Maschinenfabrik, Fig. 43 und 44. In Armkreuzen, wie sie zuerst bei der Hill- und später bei der Wießner-Kupplung zur Anwendung kamen, sind Backen aus einer holzähnlichen Masse geführt, die durch eine Spindel mit Links- und Rechtsgewinde gegen den Reibring gepreßt werden. Das Nachstellen erfolgt durch Drehen der Muttern, die durch Stellschrauben gesichert sind.

Bei den Kupplungen mit Kniehebelwirkung ist der Druck im eingerückten Zustande geringer als kurz vorher bei Mittellage der Kniehebel. Es ist daher zum Einrücken eine größere Kraft erforderlich, als dem Betriebsdruck entspricht, und es kann bei unrichtiger Handhabung der ruhende Wellenstrang zu rasch mitgenommen und zu stark auf Verdrehen beansprucht werden. Diese Nachteile des Kniehebelschlusses vermeidet die Gnom-Kupplung, die aber den starr festgehaltenen Backen bei ungleichmäßigem Verschleiß keinen selbsttätigen Ausgleich des Anpreßdruckes gestattet. In etwas geänderter Form wird die Gnom-Kupplung auch als nachgiebige Kupplung gebaut.

Bei der sogenannten Motoren-Reibkupplung[3]) des Eisenwerkes Wülfel, Fig. 45 und 46, trägt die treibende Welle eine Scheibe mit zahlreichen Ausschnitten, in die Holzklötze lose eingelegt werden, die zwischen zwei ringförmigen Reibflächen laufen. Der Kupplungsschluß wird durch Hebel bewirkt, die ähnlich angeordnet sind wie bei der Hill-Kupplung. Beim Ausrücken führen zylindrische Schraubenfedern das

[1]) s. Bach, Maschinenelemente.

[2]) Ernst, Ausrückbare Kupplungen, Z. 1889 S. 481 u. f.

[3]) Der Name ist nicht glücklich gewählt, da diese Bezeichnung bisher für Kupplungen üblich war, die selbsttätig einen Hülfsmotor zu- oder abschalten.



Abheben des beweglichen Reibringes herbei. Die Art der Nachstellung ist aus den Figuren ersichtlich.

Nachgiebige Reibkupplungen sind nicht nur zur Verbindung zweier Wellenenden zu empfehlen, sondern auch dann, wenn bei durchlaufender Welle die Kupplung das Anund Abstellen einer Riemen- oder Seilscheibe besorgt. Namentlich in staubreichen Betrieben verschleißen die lose auf der Welle laufenden Naben rasch, so daß die Mitte der Welle mit der Mitte der Scheibe nicht mehr übereinstimmt.

Eine Kupplung, die diesen Verhältnissen Rechnung trägt, ist die X-Kupplung des Eisenwerkes Wülfel, Fig. 47 und 48, die hauptsächlich für Zementmühlen bestimmt ist. Die Kupplungsbacken legen sich von beiden Seiten gegen eine lose Scheibe, die mit Hülfe zweier Ansätze die Riemenscheibe mitnimmt. Zu beachten ist die Form des Druckbolzens, der vorn zur Hälfte durch einen Vollzylinder, zur Hälfte durch einen Hohlzylinder begrenzt ist. Aendert sich beim Nachstellen die gegenseitige Lage des Hebeldrehpunktes und der Ausrückmuffe, so wird im eingerückten Zustande die Berührungslinie zwischen Druckbolzen und Druckrolle über Bolzenmitte liegen. Bei kreisförmiger Begrenzung würde daher eine Druckverminderung eintreten.

Stau- und Regelvorrichtungen bei Dampffördermaschinen.[1)]

Von Regierungsbaumeister **Grunewald.**

(Vorgetragen am 6. Februar 1907 im Aachener Bezirksverein.)

(Schluß von S. 1741)

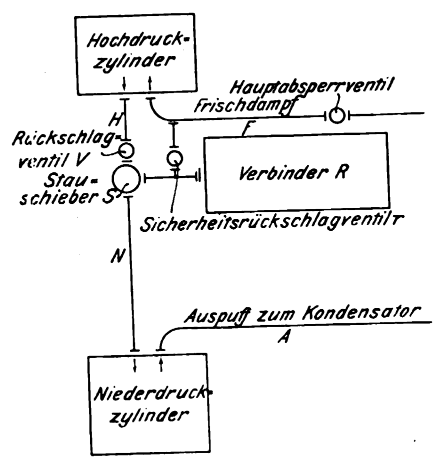
III. Konstruktive Ausführung.

Nachdem im vorstehenden zunächst die Bedeutung von Stau- und Regelvorrichtungen entwickelt, dann ihr praktischer Wert durch Versuchsergebnisse nachgewiesen worden ist, möge nunmehr eine genaue Beschreibung neuerer Vorrichtungen folgen.

Zunächst werde der Stauschieber, Fig. 13 bis 21, für Zwillingstandem- und für Einfachverbund-Fördermaschinen besprochen, welcher nach meinen Patenten von der Gutehoffnungshütte jetzt 6 mal ausgeführt worden ist, und zwar für die Zechen Vondern, Neumühl, Osterfeld, Victor, Auguste Victoria, Helene und Amalie.

Fig. 13.

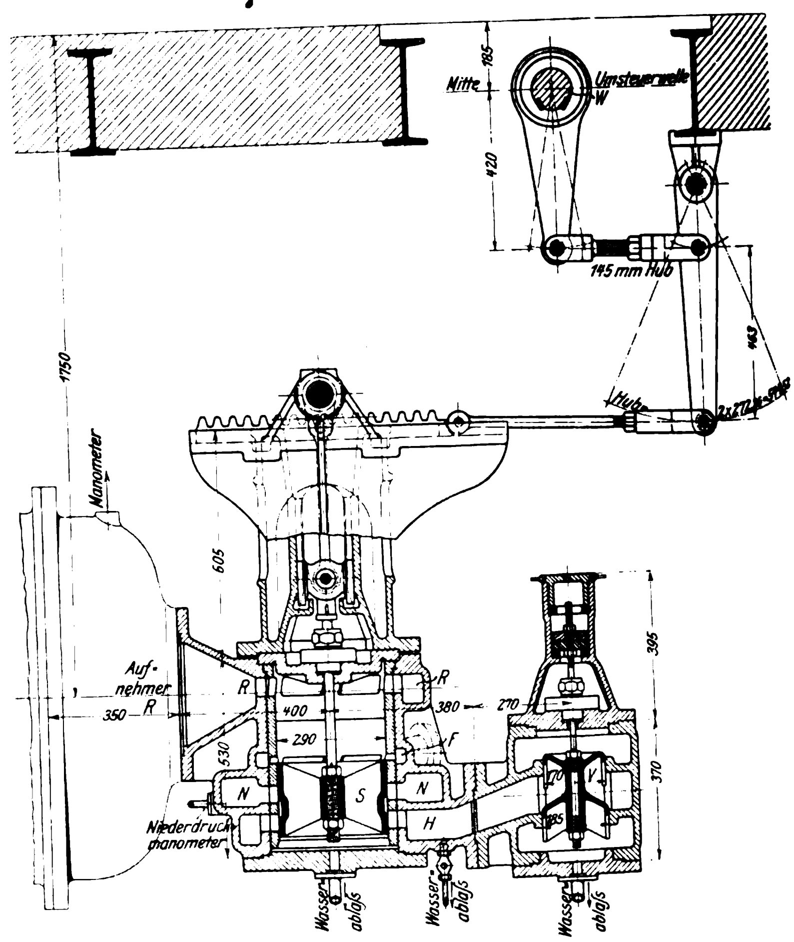
Rohrleitung einer umsteuerbaren Verbundmaschine mit Stauschieber.

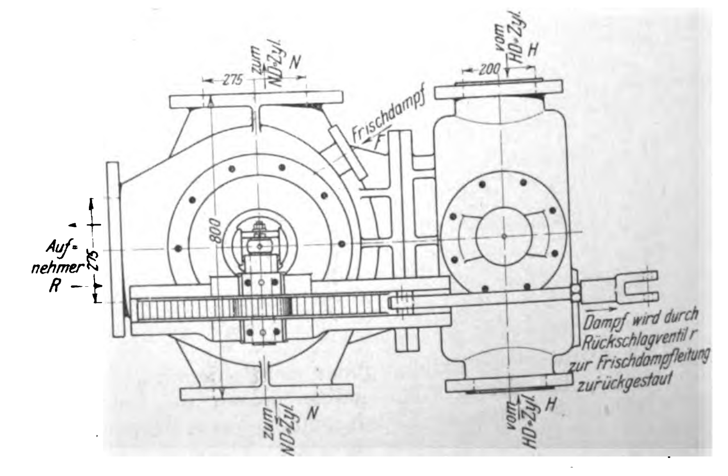


Die Rohrleitung werde zunächst an Hand des Schemas Fig. 13 an einer einfachen Verbundmaschine erläutert. Eine kurze Leitung H führt vom Hochdruckzylinder zum entlasteten Kolbenschieber S; der Dampf muß dabei durch das ebenfalls entlastete Rückschlagventil V strömen; dieses läßt ihm freien Durchgang in der Richtung von H nach dem Verbinder R und dem Niederdruckzylinder; eine Rückwärtsbewegung des Dampfes ist aber ausgeschlossen. Ebenso führt eine kurze Leitung N vom Schieber S nach dem Niederdruckzylinder. Der Verbinder R ist also durch den Schieber S von dem Hoch- und dem Niederdruckzylinder abtrennbar.

Fig. 22 und 23 zeigen die Anordnung des Stau-

Fig. 14 und 15. Stauschieber.





1) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Bergbau) werden an Mitglieder postfrei für 60 Pfg. gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.

Fig. 16.

Stauschieber mit entlastetem Rückschlagventil.

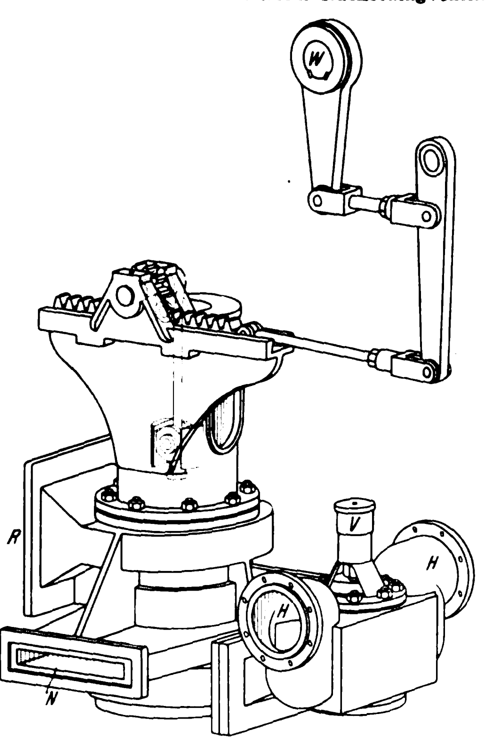
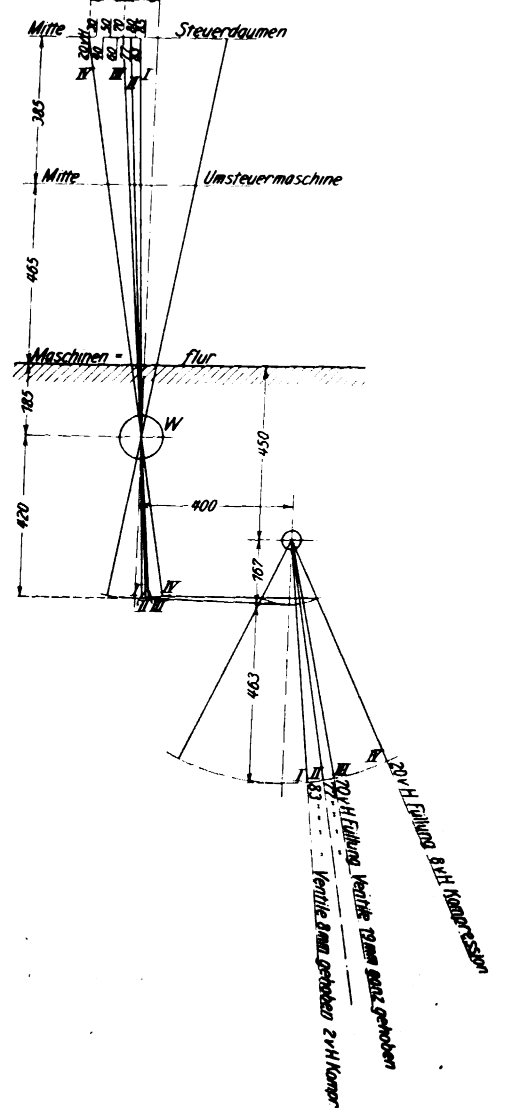


Fig. 17.

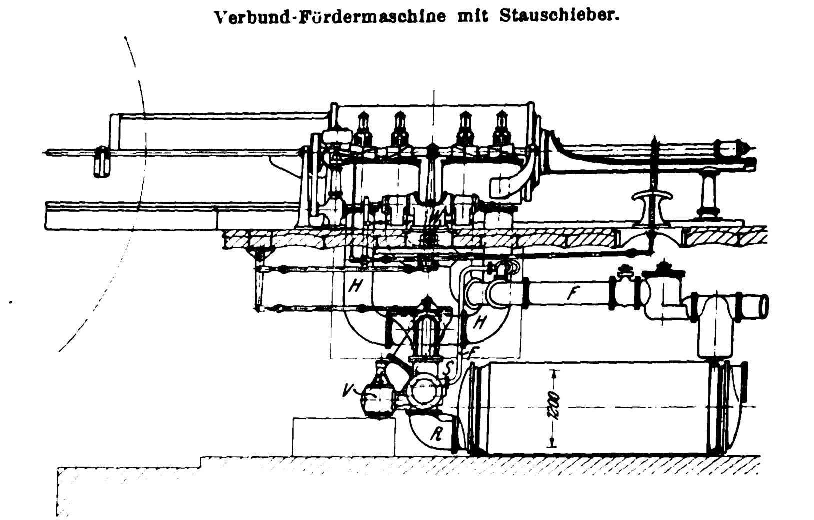


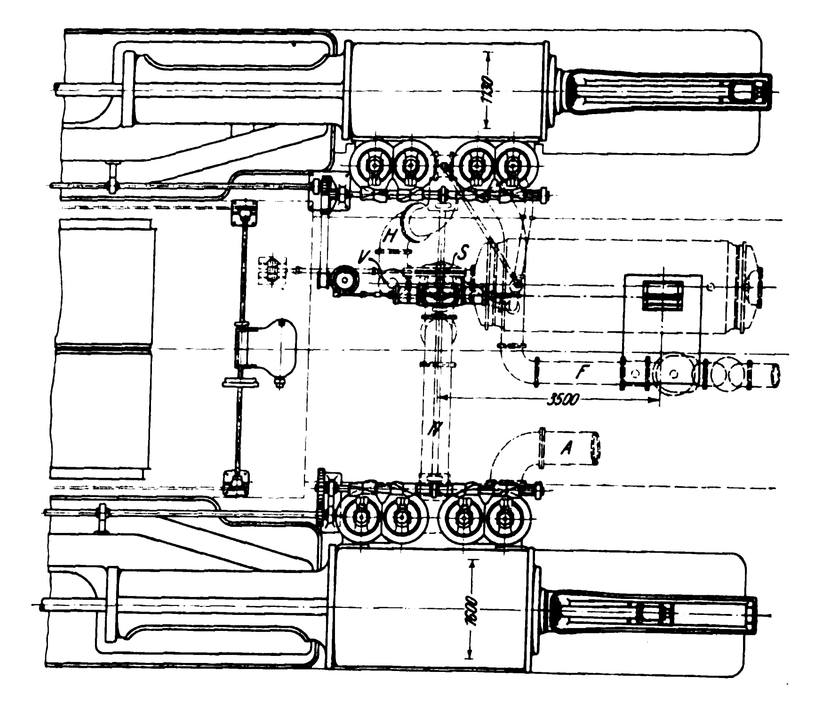
schiebers in der Rohrleitung einer einfachen Verbundmaschine, während in Fig. 24 und 25 sowie 26 und 27 Zwillings-Tandemfördermaschinen dargestellt sind, bei welchen nur die Leitungen H und N zweiteilig ausgeführt sind, die übrige Anordnung aber dieselbe ist.

Der Schieber wird durch den Servomotor vollständig selbsttätig von der Umsteuerwelle W, Fig. 14, aus bewegt, so daß erstens kein neuer Hebel erforderlich ist, vielmehr die Hebel für das Verbinderfüllventil und für die Drosselklappe fortfallen, und zweitens der Führer durchaus keine Ueberlegung für die Einstellung des Schiebers nötig hat. Da die Benutzung des Drosselklappenhebels unwirtschaftlich ist, so ist es auch falsch, die Stauvorrichtung nach Art der

Fig. 22 und 23.

Verbund-Fördermaschine mit Stauschieber.





Umkehr-Walzenzugmaschinen mit diesem zu verbinden. Man hat in früheren Jahren wohl versucht, die Stauvorrichtungen der Walzenzugmaschinen auf Fördermaschinen zu übertragen, jedoch mit geringem Erfolge.

Fig. 17 bis 21 zeigen die selbsttätige Wirkung des Stauschiebers bei Zwillings-Tandemfördermaschinen, die nach Fig. 24 bis 27 mit moderner, von einem Regulator beeinflußter Nockensteuerung ausgerüstet sind.

Es sind 3 Hauptstellungen zu unterscheiden:

Stellung I, Fig. 18: Der Steuerhebel steht in Mittelstellung. Die Zylinderventile werden nicht angehoben. Der von den Leitungen H und N ganz abgetrennte Verbinder R steht mit der Frischdampfleitung F, d. h. mit dem Kessel in Verbindung. Der in der Stellung II vorher in R aufgestaute Dampf geht demnach in seiner Spannung nicht herunter.

Ferner sind die Leitungen H und N miteinander verbunden. Die kurze Leitung H verliert ihre Spannung. Diese Stellung wird nur während der Förderpausen eingestellt.

Stellung II, Fig. 19: Staustellung. Wenn die Maschine zum Stillstand gebracht, die großen Massen also verzögert werden sollen, so sind die Niederdruckzylinder vom Verbinder und von den Hochdruckzylindern abgesperrt. Die Zylinderventile werden bei großer Füllung nicht ganz angehoben, so daß der Dampf gedrosselt in den Hochdruckzylinder tritt, dann in den Verbinder gepumpt und, sobald dieser eine etwas höhere Spannung als die Kesselspannung erreicht hat, durch ein einfaches Sicherheits-Rückschlagventil r, Fig. 13, in die Frischdampfleitung, also in den Kessel, zurückgedrückt wird. Es kann demnach hier von einer Zurückgewinnung der Energie gesprochen werden, indem der Dampf mit höherer Temperatur in die Frischdampfleitung zurücktritt und der im Verbinder R zurückbehaltene Dampf von Kesselspannung für die große Beschleunigung bei der Anfahrt aufgespeichert wird. Es muß noch betont werden, daß, wie Fig. 19 zeigt, die Größe der Stauwirkung in weiten Grenzen einstellbar ist. Je weiter der Steuerhebel zurückgenommen wird, um so stärker ist der Stau, natürlich stets unter Zurückgewinnung von Dampf in den Kessel. Es gibt dies dem Fördermaschinisten ein Gefühl großer Sicherheit, und die Manövrierfähigkeit wird bedeutend erhöht.

In der Anfahrstellung III, Fig. 21, dehnt sich der Dampf von dem Volumen R auf das Volumen $R + 2N +$ das jeweilig von den beiden Niederdruckkolben freigegebene Volumen aus und kommt als Dampf von vielleicht etwas höherer als der Verbinderspannung im Niederdruckzylinder zur Wirkung. Rückwärts aber kann er nicht auf den Hochdruckzylinder wirken, da dieser Weg durch das selbsttätige Rückschlagventil V, Fig. 13 und 14, versperrt bleibt. Sowohl Hoch- wie Niederdruckzylinder fahren also mit größter Kraft an, trotzdem gleich im ersten Augenblick volle Verbundwirkung herrscht.

Selbstverständlich muß der Steuerschieber für die Vorwärts- und Rückwärtsfahrt in dieselben Stellungen gebracht werden, gleichgültig, ob der Maschinist den Steuerhebel nach vorn oder nach rückwärts legt; dies ist nach der Zeichnung durch einen Kurbelantrieb erreicht. Der Kurbelzapfen wird nach Fig. 21 von I über III nach IV für den Vorwärtslauf der Maschine, von I über IV nach III für den Rückwärtslauf der Maschine von der Hauptsteuerwelle W aus verstellt. Von III bis IV (oder von IV bis III) werden die Dampfwege durch den Steuerschieber nicht mehr geändert, während die Zylinderfüllungen von der Umsteuerwelle aus in weiten Grenzen noch einstellbar sind.

Das Anfahr-Tangentialdruckdiagramm wird beim Entwurf der Maschine bestimmt, bleibt stets dasselbe und ist nicht von Zufälligkeiten oder der Geschicklichkeit des Führers abhängig, besonders nicht von der Menge des vorher aufgestauten Dampfes oder von der Länge der Förderpausen. Somit ist auch der größte Kolbendruck bestimmt, der im Niederdruckzylinder auftreten kann. Das Gestänge kann also durch keine zu hohe Kraft beansprucht werden.

Die bedeutenden Niederschlagverluste an den großen Flächen des Verbinders und der Leitung werden vermieden; ja der Verbinder R, der Kesselspannung hat, wird sogar recht kräftig geheizt. Die niedrigen Temperaturen treten nur im Niederdruckzylinder auf; der Steuerschieber verhindert, daß sie auch in den Verbinder und in den Hochdruckzylinder gelangen. Während der Pausen werden die inneren Abkühlungen aufs äußerste verringert.

Beim Ueberheben oder beim Verstellen der Förderkörbe auf verschiedene Stockwerke wird der Hauptsteuerhebel natürlich nicht in die Endlage gebracht, sondern in eine Zwischenstellung, Fig. 20. Die Zylinderventile werden nur wenig, aber bei sehr großer Füllung, angehoben, und der Stauschieber läßt den Dampf nur gedrosselt aus dem Verbinder nach dem Niederdruckzylinder treten. Der »Drosselhebel« wird aber hier ebenso wenig wie in allen andern Stellungen benutzt. Es wird also zum Niederdruckzylinder nur soviel Dampf herübertreten, als für die geringe Arbeitleistung erforderlich ist; dagegen behält der Verbinder seine Spannung, die dann bei plötzlichem Arbeitbedarf sofort zur Verfügung steht.

Wesentlich ist noch, daß der Stauschieber sofort ausgeschaltet werden kann, indem die Verbindung mit der Umsteuerwelle W gelöst wird. Die Maschine fährt dann als gewöhnliche Verbundmaschine weiter.

Bei der vorstehenden Beschreibung und den dazu gehörigen Figuren ist bereits angenommen, daß die Maschinen auch mit selbsttätig wirkendem Regler arbeiten, dessen Konstruktion ebenfalls Eigentum der Gutehoffnungshütte in Oberhausen ist. Fig. 28 und 29, ferner auch Fig. 24 bis 27 stellen einen Hartungschen Regler mit seiner Einwirkung auf den leichten Schieber des Servomotors dar.

Der Verlauf eines Treibens geht nun folgendermaßen vor sich: Der Maschinist legt zunächst den Steuerhebel bis in seine Endlage, Stellung III, Fig. 17 und 28, aus und fährt bei großer Füllung mit starker Beschleunigung an. Mit der weiteren Einstellung der kleinen Füllungen hat der Maschinist nichts zu tun, da sein Hebel während der gan-

Fig. 18.
Stellung I.
Stellung während der Pausen.
Ventile geschlossen.

Fig. 19.
Stellung II Staustellung.
Stauung in weiten Grenzen verstellbar.
Niederdruck geschlossen, Hochdruck 83 vH Zylinderfüllung; Ventile 8 mm gehoben; 2 vH Kompression.

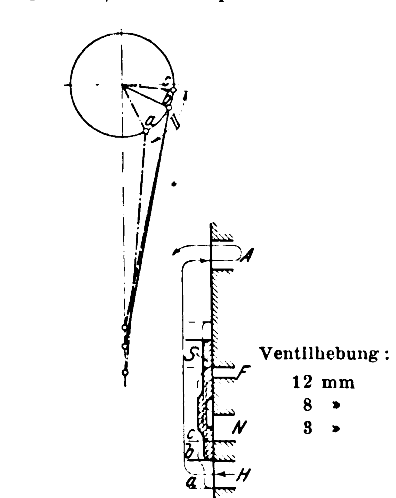
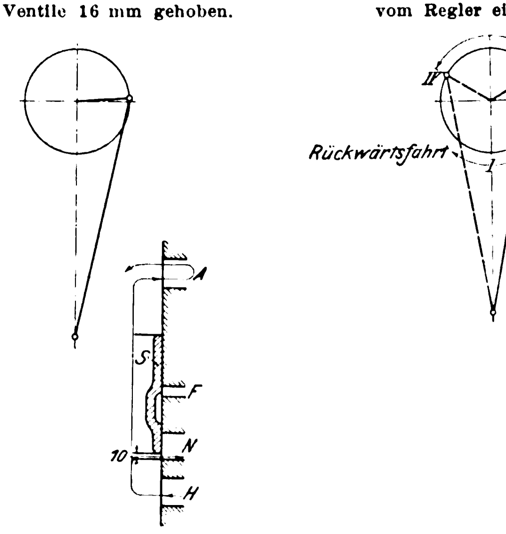


Fig. 20.
Niederdruck 10 mm geöffnet, Hochdruck 77 vH Füllung; Ventile 16 mm gehoben.

Fig. 21. Volle Fahrt.
Stellung III. Maschinistenhandhebel ganz angelegt. 70 vH Zylinderfüllung; volle Ventilerhebung 19 mm.
Stellung IV. Steuerung vom Regler ganz ausgelegt.
20 vH Zylinderfüllung; 8 vH Kompression.
Zylinderfüllungen von 70 vH bis 20 vH vom Regler einstellbar.

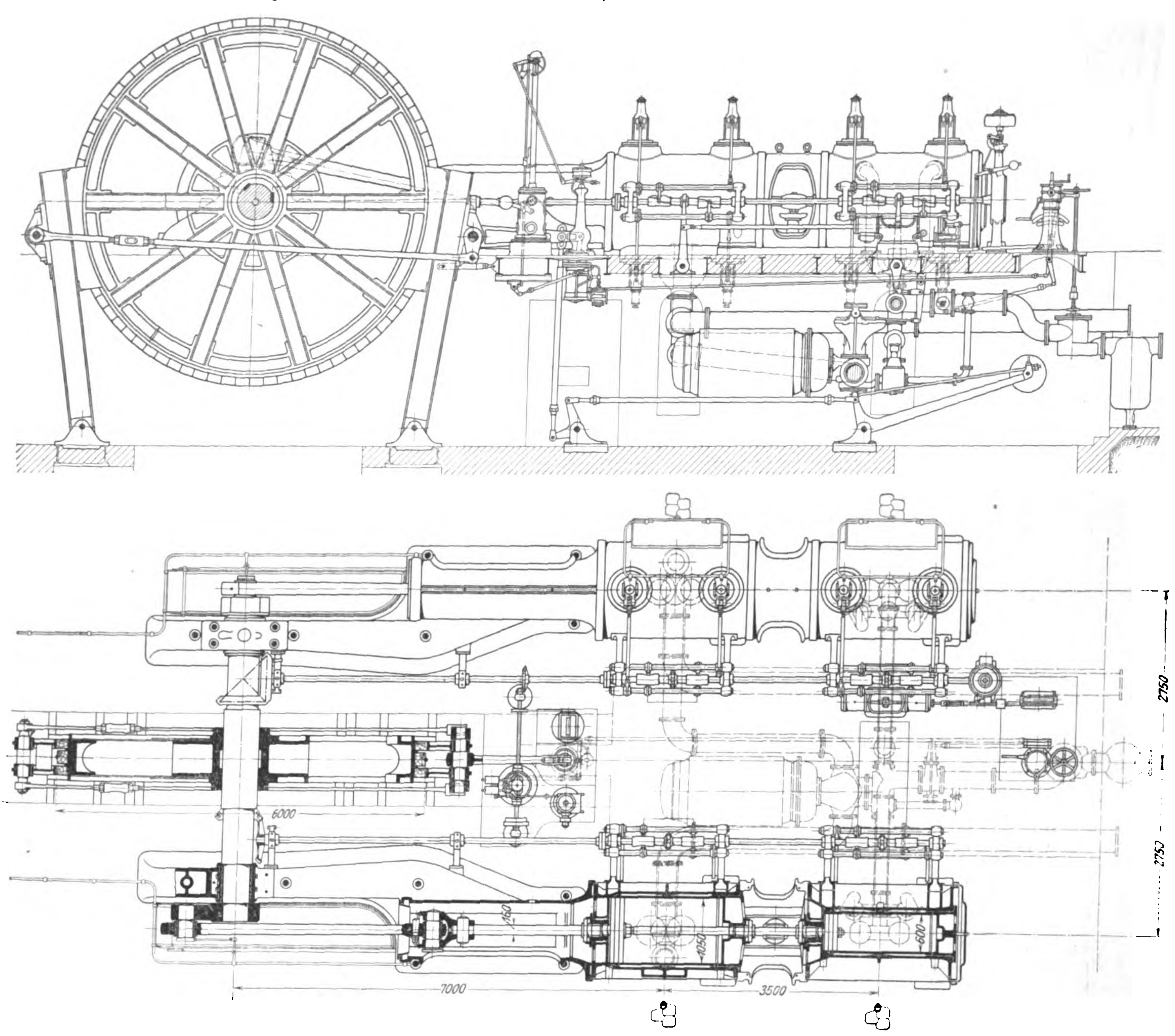


zen Beschleunigungsperiode in der Stellung III verbleibt. Bei einer bestimmten Geschwindigkeit hebt der Regler den Hebel *a* an und verschiebt den Kolben des Servomotors und somit die Nocken allmählich in ihre Endlage. Damit werden die Füllungen selbst derart verkleinert, daß die Geschwindigkeit das zulässige Höchstmaß in keinem Fall übersteigt. Diese Reglerkonstruktion hat vor andern den Vorzug großer Einfachheit. Ferner wirkt der Regler stets zwangläufig, wenn es nötig ist, also bei größerer Geschwindigkeit; trotzdem aber wird die Betriebsicherheit nicht beeinträchtigt, da dampf zu geben, hier ebenfalls kein Dampf zum Niederdruckzylinder und in den Auspuff gelangt, also auch hierbei der in den Hochdruckzylinder gelassene »Gegendampf« gänzlich zurückgestaut wird. Auf diesen Punkt werde ich bei der später zu besprechenden neuen Nockensteuerung mit Verriegelung näher eingehen.

Im allgemeinen Teil ist die Bedeutung des Stauens auch für Zwillings-Fördermaschinen erläutert worden. Auch hier hat die Nockensteuerung wieder besondere Vorteile vor der älteren Kulissensteuerung, wie nachher gezeigt werden wird. Für Kulissensteuerung habe ich die durch Fig. 30 bis 32 gekennzeichnete Stauvorrichtung konstruiert. Zwei Stauschieber der dargestellten Art sind in den beiden Auspuffleitungen oder in den zum Kondensator führenden Leitungen unmittelbar an die Zylinder heran gebaut und werden ebenso wie der früher besprochene Stauschieber selbsttätig von der Umsteuerwelle *W* verstellt. Die Schieber *s* schließen gleich beim Beginn der Verzögerungsperiode den Weg für den aus den Zylindern kommenden Dampf ab. Gleichzeitig tritt aber noch bei kleiner Füllung Dampf in die Zylinder. Durch die reichlich bemessenen Sicherheits-Rückführventile *v* wird dann dieser Dampf mit etwas höherer

Fig. 24 und 25.

Zwillings-Tandemfördermaschine mit Stauschieber, gebaut von der Gutehoffnungshütte, Oberhausen.



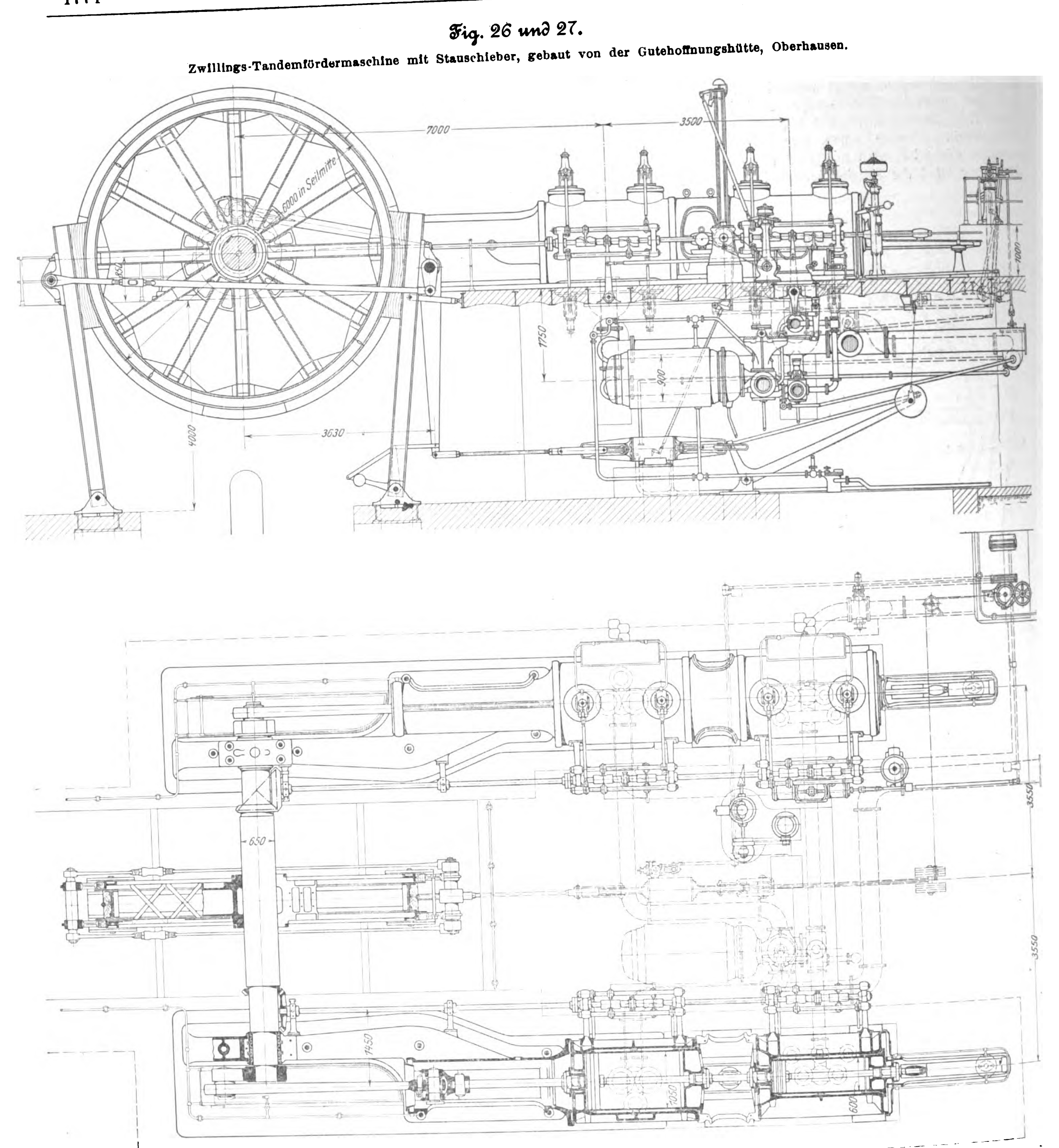
der Maschinist in vollkommener Weise freie Handhabung behält.

Bei Beginn der Verzögerungsperiode nimmt dann der Maschinist den Steuerhebel aus der Stellung III mehr oder weniger zurück und erreicht dadurch eine starke oder schwache Stauwirkung. Vor dem Hochdruckzylinder wird der Dampf weder bei der Anfahrt noch bei voller Fahrt jemals gedrosselt, worin der Stauschieber sich wesentlich von andern Konstruktionen unterscheidet.

Besonders verdient noch hervorgehoben zu werden, daß, wenn auch der Maschinist in alter Gewohnheit den Hauptsteuerhändel über die Mittellage hinaus bewegt, um Gegen-

Fig. 26 und 27.

Zwillings-Tandemfördermaschine mit Stauschieber, gebaut von der Gutehoffnungshütte, Oberhausen.



Spannung in die Frischdampfleitung *f* zurückgeführt. Wohl zu unterscheiden ist diese Vorrichtung von einer einfachen Drosselklappe in der Auspuffleitung, die beispielsweise bei den in Lüttich ausgestellt gewesenen Maschinen die Drosselklappe vor den Zylindern ersetzen sollte, damit man nach Abstellen des Dampfes noch Gegendampf geben könnte. Ein Drosselung des Auspuffdampfes ist aber nachteilig, da aller Dampf, welcher während des Stauens in die Auspuffleitung gelangt, verloren ist.

Von Stellung Ia, Fig. 30, bis Ib, Fig. 31, also während der ganzen Verzögerungsperiode, schließen die Schieber *s* die Auspuffleitungen *a* ab. In Ib tritt noch bei kleiner Füllung reichlich Dampf in die Zylinder, welcher zurückgestaut werden muß, in Ia dagegen ist die Zylinderfüllung gleich null. Auf diese Weise ist die Größe der Stauwirkung wieder in weiten Grenzen einstellbar.

Viel günstiger und konstruktiv einfacher gestaltet sich eine von mir zum Patent angemeldete Stauvorrichtung für Nockensteuerung, Fig. 33 und 34, da hier jeder besondere Stauapparat und somit auch die nachteilig wirkende Leitung zwischen Zylinderauslaß und Absperrung wegfällt. Diese anfänglich nur für Zwillingsmaschinen entworfene Konstruk-

tion liefert wegen ihrer überaus großen Einfachheit auch eine geeignete Stauvorrichtung für Verbund- und Zwillings-Tandemmaschinen, wenn sich auch nicht sämtliche Vorteile des Stauschiebers in der geschilderten Vollkommenheit erreichen lassen.

Man wandelt nämlich ohne Kostenaufwand jeden Zylinder, gleichgültig ob Hoch- oder Niederdruckzylinder, in einen »Dampfkompressorzylinder« um, und zwar durch eine besondere Ausbildung der Auslaßnocken. Die Sicherheits-Rückschlagventile, welche an Fördermaschinenzylindern stets angebracht sind, werden dabei recht reichlich bemessen. Sie führen den Dampf des Hochdruckzylinders bei Ueberschreiten der Kesselspannung in die Frischdampfleitung und den Ddampf des Niederdruckzylinder bei Ueberschreiten der Verbinderspannung in die Verbinderleitung zurück.

Fig. 28 und 29.

Steuerung mit Hartungschem Regler.

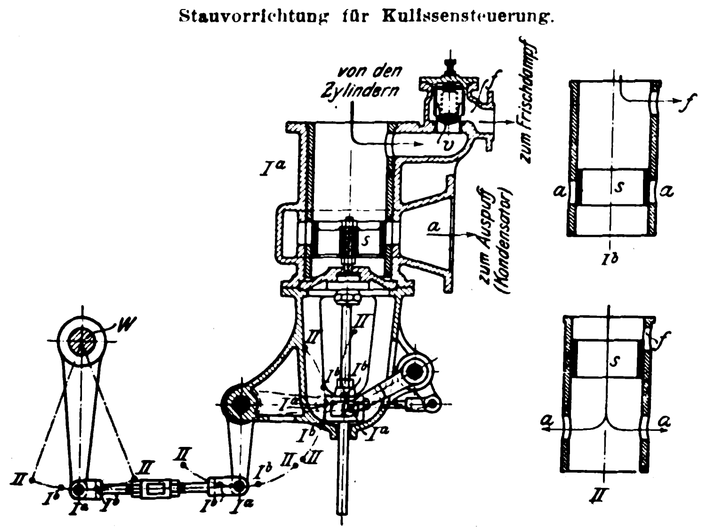


Fig. 30 bis 32.

Stauvorrichtung für Kulissensteuerung.

Fig. 33 zeigt die Auslaßnocken, Fig. 34 die Einlaßnocken der neuen Steuerung. In der Mittelstellung 1 sind in bekannter Weise Ein- und Auslaßventile geschlossen. Die Stellungen 2 und 3 kennzeichnen das Neue. Die Auslaßventile öffnen nicht, die Einlaßventile lassen bei voller Füllung in Stellung 2 stark, in Stellung 3 schwach gedrosselten Dampf in die Zylinder treten. Dieser wird durch die lebendige Kraft der rotierenden Massen zusammengedrückt und durch die weiten Rückschlagventile mit etwas höherer Spannung in den Kessel oder in den Verbinder zurückgepumpt.

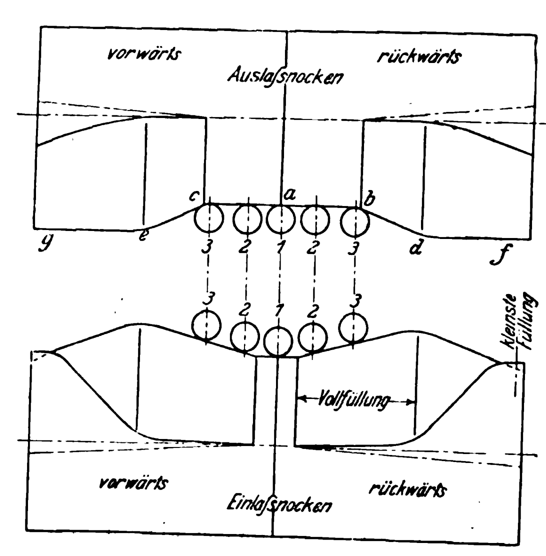


Fig. 33 und 34.

Neue Nockensteuerung für Fördermaschinen.

Wesentlich ist noch, daß in Stellung 2 eine sehr starke, Fig. 50, in Stellung 3 eine schwache Verzögerung, Fig. 48, eingestellt wird, indem die Stauarbeit sich als Unterschied der Arbeit des Zurückdrückens von Dampf in den Zylinder

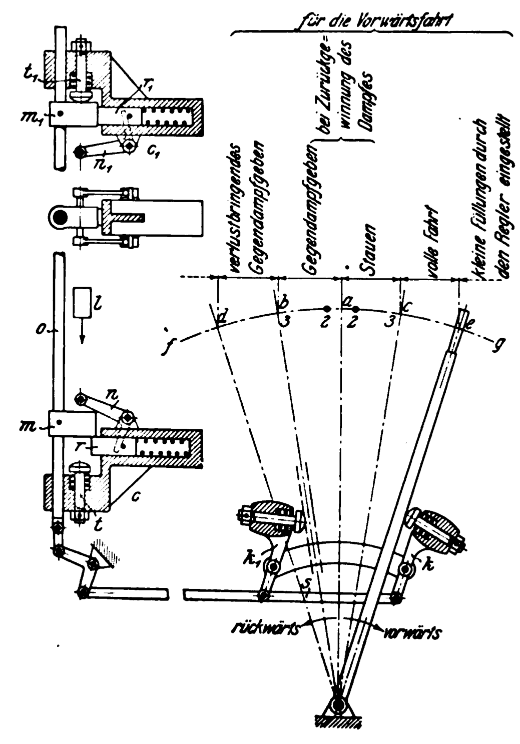
und der Arbeit des dem Zylinder noch zugeführten Dampfes darstellt. Somit ist Auf- und Abfahren, genaues Einfahren in die Hängebank usw. möglich, ohne daß in einer der zwischen 2 und 3 liegenden Stellungen Dampf zur Verzögerung aufgewendet wird, da die Auslaßventile nicht öffnen. Ueber die Stellung 3 hinaus sind die Nocken in der gebräuchlichen Form ausgebildet.

Der Führer verstellt — z. B. für die Vorwärtsfahrt — mit dem Steuerhebel die Nocken beim Anfahren bis e und gibt große Füllung. Dann werden während der Beharrungsperiode von einem Regler (vergl. die oben besprochenen Bauweisen) oder mit der Hand in bekannter Weise kleine Füllungen über e hinaus eingestellt. Gleich bei Beginn der Verzögerungsperiode stellt der Führer die Nocken auf eine zwischen 3 und 2 liegende Stellung. Umsetzen, Einheben usw. erfolgt in einer zwischen c und e liegenden Stellung bei großer Füllung und geringer Ventilerhebung nach Diagramm Fig. 49.

Ganz besonders wichtig ist es hierbei, daß der Führer auch ruhig den Hebel über die Mittellage 1 hinaus bewegen darf, vermeintlich also Gegendampf gibt. Dieser Gegen-

Fig. 35.

Verriegelung für Stau-Fördermaschinen.



dampf nach Fig. 47 wird aber ebenso wie der Staudampf sofort durch die geöffneten Einlaßventile oder durch die weiten Rückschlagventile am Zylinder gänzlich zurückgewonnen. Dasselbe gilt für den Stauschieber. So erreicht man, daß der Maschinist in allen Fällen gezwungen ist, die dampfsparenden Mittel anzuwenden. Bekanntlich nützen die noch so zweckmäßig erscheinenden Mittel nichts, wenn der Führer nicht in der Lage ist, sie zu verwenden. Wesentlich ist noch, daß Staudampf die Massen wohl verzögert, aber nach Erreichung der Geschwindigkeit null nicht wieder in entgegengesetzter Richtung beschleunigt.

Erst wenn der Hebel über b hinaus bewegt wird, gelangt der Gegendampf in den Auspuff und geht verloren. Um dies zu verhindern, werden gemäß einer von mir zum Patent angemeldeten Konstruktion für die Vorwärtsfahrt die Stellungen b bis d, für die Rückwärtsfahrt die Stellungen e bis c nach der schematischen Skizze Fig. 35 verriegelt, wodurch gleichzeitig die Sicherheit des Betriebes noch wesentlich erhöht wird, da ein Auslegen des Maschinistenhandhebels in falscher Richtung bei der Anfahrt vermieden wird. Nicht statthaft wäre dagegen bei der gewöhnlichen Fördermaschinensteuerung eine Verriegelung von a bis d, da die Sicherheit des Betriebes notwendig verlangen muß, daß in allen Fällen sehr kräftiger und ganz gleichmäßig wirkender Gegendampf oder Staudampf gegeben werden kann. Diese Sicherheit läßt sich nun hier in bester Weise mit der wirtschaftlichsten Führung der Maschine verbinden, indem der von a bis b gegebene Gegendampf nach Fig. 47 Staudampf ist.

Die Verriegelung erfolgt durch die beiden mittels der Stange s verbundenen Hebel k und k_1. Diese werden zwangläufig vor Erreichen der Hängebank verstellt, indem ein Anschlag l einer nicht gezeichneten Wandermutter, welche durch die Spindel des Teufenzeigers auf- und abbewegt wird, zuerst gegen den Doppelhebel n stößt und den Riegel r zurückzieht, dann den auf der Stange o einstellbaren, aber festen Anschlag m bis in die Endlage, also bis zum einstellbaren Anschlag t, mitnimmt. Diese Endlage wird durch den Riegel r_1, welcher über den Anschlag m_1 tritt, gesperrt, bis der folgende Förderzug ungefähr vollendet ist und der Anschlag l beim Aufwärtsgang gegen n_1 stößt usw.

Die Köpfe der Hebel k und k_1 können etwas zurückgedrückt werden und sind deshalb mit leichten Federn versehen. Dadurch wird es dem Maschinisten möglich, nach vollständiger Verstellung noch etwas Arbeitsdampf zum Manövrieren in die Zylinder treten zu lassen.

IV. Anwendung von Stau- und Regelvorrichtungen auf moderne Sicherheitsapparate.

Die durch Fig. 35 schematisch wiedergegebene Verriegelung, welche jetzt stets mit den Staukonstruktionen verbunden wird, bildet einen wesentlichen Bestandteil einer Sicherheitsvorrichtung für Stau-Fördermaschinen nach Fig. 36 bis 50.

In neuerer Zeit sind eine große Zahl Sicherheitsvorrichtungen entworfen worden, die sich in ihrer Wirkung mehr oder weniger der eingangs geschilderten idealen Führung der elektrischen Fördermaschine nähern und die Unzulänglichkeit der früheren allgemein üblichen auslösenden Sicherheitsvorrichtungen dartun.

Die Schwierigkeit, die Dampfzufuhr stets im günstigsten Zeitpunkt abzusperren, liegt darin begründet, daß sich dieser Zeitpunkt wesentlich mit der Größe der Belastung und der im Augenblick des Absperrens herrschenden Fördergeschwindigkeit, also auch mit dem jeweilig herrschenden Dampfdruck verschiebt. Bald werden Kohlen, bald Berge, bald beides gleichzeitig gefördert, und je geringer die unverändert bleibenden Massen gegenüber der Nutzlast sind, um so mehr wird die Veränderlichkeit der letzteren und auch die der Reibungswiderstände einen Einfluß auf den Gang der Maschine ausüben. Wird während der Auslaufperiode mäßiger Staudampf verwendet, so wird — und dies sei vorab bemerkt — bei verschiedener Belastung der günstigste Punkt für die Absperrung in viel engeren Grenzen liegen, als wenn die Maschine frei ausläuft.

Einige Sicherheitsvorrichtungen neuerer Zeit versagen vollständig bei unvollkommenem Seilausgleich oder bei negativer Belastung. Um nun in diesen Fällen die durch die überhängende Last beschleunigte Maschine zu verzögern, stehen der Dampffördermaschine nur zwei Mittel zur Verfügung:

1) mechanisches Bremsen,
2) Staudampf.

Zweifellos gebührte dem ersten Mittel der Vorrang, wenn man unter dem zweiten Mittel das gewöhnliche, kostspielige Gegendampfgeben verstehen wollte, wiewohl das Bremsen große Abnutzung und größeren Dampfverbrauch im Gefolge hat. Die bekannten Gegendampfdiagramme sind zumal bei der älteren Kulissensteuerung von ganz unbestimmter Art, wirken plötzlich und viel zu stark, bringen Erschütterungen, Tanzen der Körbe und hohe Seilbeanspruchungen hervor. Ganz anders aber liegen die Verhältnisse, wenn Staudampf in richtiger Weise in Verbindung mit der soeben besprochenen neuen Nockensteuerung oder dem Stauschieber verwendet wird. Dann lassen sich diese Nachteile sämtlich vermeiden.

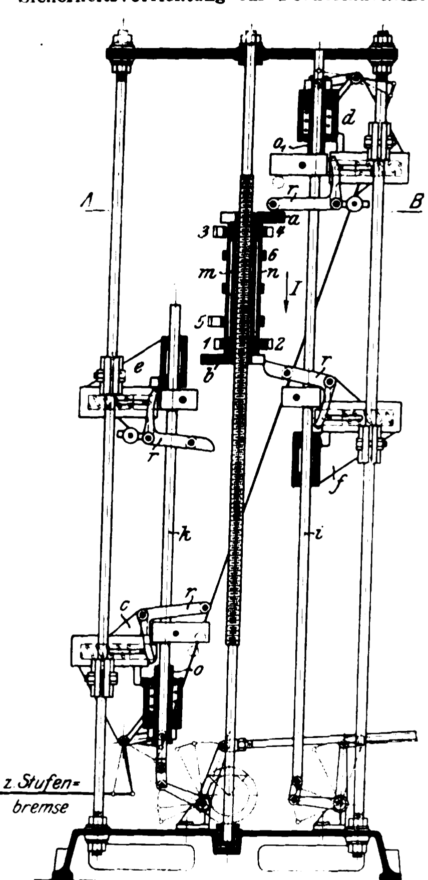
Es würde ja ein großer Nachteil der Dampf- gegenüber der elektrischen Fördermaschine sein, wenn man ein ausgiebiges mechanisches Bremsen (das leichte Bremsen bei langsamer Einfahrt in die Hängebank ausgenommen) einführen

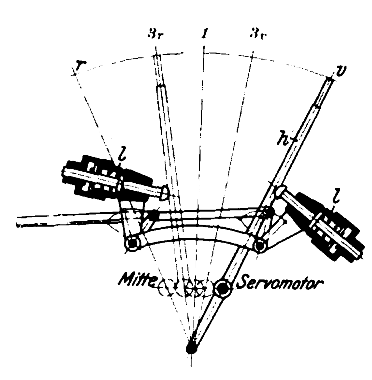
wollte, wohingegen die elektrische Fördermaschine die negative Belastung nutzbar machen kann, indem sie Strom ins Netz zurückgibt. Daß auch beim Stauen der Dampfverbrauch für die Einheitsleistung wesentlich geringer wird, ist bereits nachgewiesen.

Ganz falsch wirkten die alten auslösenden Sicherheitsvorrichtungen, wenn sie bei der geringsten Ueberschreitung der höchst zulässigen Geschwindigkeit die Bremse aufwarfen und dann mit einem Schlage bei heftigen Erschütterungen alles außer Betrieb setzten; aber es erscheint auch unwirtschaftlich, wenn bei dieser Ueberschreitung die Bremse mäßig angezogen wird, ohne gleichzeitig die Dampfzufuhr abzusperren oder zu verringern, so daß also der Dampfverbrauch steigt. Ebenso erscheint es unwirtschaftlich, wenn bei negativer Belastung die Bremse derart angezogen wird, daß die Maschine stets positive Arbeit leistet. Es ist also richtiger, während der Anfahrperiode die Fördergeschwindigkeit dadurch zu regeln, daß ein Regler auf die Dampfsteuerung einwirkt und die Ueberschreitung der größten zulässigen Geschwindigkeit bei vorteilhaftester Ausnutzung des Dampfes verhindert, und daß bei negativer Belastung kostenloser, nicht plötzlich und nicht stark wirkender Staudampf gegeben wird, der in seiner Wirkung leicht und genau einstellbar sein muß. Diese Wirkung darf ferner nicht sonderlich abhängig sein von der Größe des jeweilig herrschenden Kesseldruckes, welcher auf Zechen bekanntlich stark wechselt.

Fig. 36 und 37.

Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen.





Schnitt A-B.

Die Sicherheit des Betriebes steht entschieden an erster Stelle. Es muß aber auch die Wirtschaftlichkeit eingehend geprüft werden, damit nicht die Sicherheitsvorrichtungen den Dampfverbrauch unnötig steigern und so die Ueberlegenheit der Dampffördermaschine über die elektrische Fördermaschine wieder in Frage stellen. Alle Organe müssen zusammen entworfen werden, Steuerung und Sicherheitsvorrichtungen müssen aufeinander bezugnehmen.

Eine moderne Fördermaschine mit Sicherheitsvorrichtung muß folgende Bedingungen erfüllen:

1) Während der Auslaufperiode, besonders am Schlusse des Förderzuges, muß die Dampfzufuhr selbsttätig soweit ständig abgesperrt bleiben, daß der Maschinist nur ein geringes positives Moment für sicheres Steuern einstellen kann. Ein sicheres Bewegen aus jeder Kurbelstellung heraus muß aber möglich bleiben. Ist die Hängebank ungefähr erreicht, so muß eine Stufenbremse die Bremsbacken leicht andrücken, und bei weiterem Fortschreiten muß die Bremswirkung verstärkt werden, so daß nach geringer Ueberschreitung der Hängebank das vom Maschinisten noch einstellbare, sehr geringe positive Moment nicht mehr imstande ist, die Maschine weiter zu bewegen.

2) In der ersten Bedingung ist die zweite bereits enthalten: der Maschinist darf beim Anfahren den Steuerhebel nur nach der richtigen Seite auf größte Arbeitsleistung auslegen können. Bei falscher Auslegung darf die geringe, für das Umsetzen erforderliche Dampfzufuhr auf keinen Fall, auch nicht nach Ueberwindung eines Widerstandes (Feder), erhöht werden.

3) Während des ersten Teiles des Förderzuges muß ein Regler die Ueberschreitung der höchst zulässigen Geschwindigkeit verhindern und auch aus wirtschaftlichen Gründen unabhängig vom Maschinisten kleine, der Belastung entsprechende Füllungen einstellen. Eine die Wirtschaftlichkeit nachteilig beeinflussende Drosselung des Dampfes muß ausgeschlossen sein.

4) Je nach Größe der Belastung, je nachdem die Belastung positiv oder negativ ist, muß selbsttätig später oder früher eine mäßige, gleichmäßig wirkende Stauwirkung eingestellt werden, welche die Massen nach den im ersten Teile meines Vortrages besprochenen Grundlagen wirtschaftlich ohne jede Erschütterung und Mehrbeanspruchung der Seile verzögert.

5) Die Stauwirkung muß selbsttätig verhindern, daß die gehobene Last in den Schacht zurückfällt. Gegendampf würde eine Beschleunigung in entgegengesetzter Richtung bewirken.

6) In jeder Stellung, auch während des ersten Teiles des Förderzuges, muß der Maschinist imstande sein, eine größte, kostenlose Staudampfwirkung einzustellen.

In den vorstehenden Bedingungen ist außer auf die sichere und genaue Führung auch auf die wirtschaftliche Ausnutzung des Dampfes Bedacht genommen.

Die von mir entworfene Sicherheitsvorrichtung nach Fig. 36 bis 46 wird in stehender und liegender Bauart ausgeführt. Auf der Wandermutter m, welche durch die Spindel des Teufenzeigers bewegt wird, sitzen zunächst die beiden Anschläge a und b, die zwischen den Riegelhebeln r der einstellbaren Verstellstücke e und f wirkungslos hindurchtreten, dagegen am Ende einer jeden Fahrt die Riegelhebel r der ebenfalls einstellbaren Verstellstücke c und d bedienen und so die Stangen k und i verstellen. Für die dargestellte Lastenförderung kommen ferner noch die Anschläge 4, 4 beim Abwärtsgang bei f und 1, 1 beim Aufwärtsgang bei e

Fig. 38 bis 43.

zur Wirkung und stellen die Stangen i und k nach dem durch Fig. 35 gekennzeichneten Grundsatz um. Bei der umgekehrten Bewegung werden die Riegelhebel r durch die Anschläge 4,4 und 1,1 nur etwas angehoben, ohne eine Verstellung zu bewirken. Die in senkrechter Richtung genau einstellbaren Anschläge 5, 5 und 6, 6 für die Seilfahrt und 2, 2 und 3, 3 für eingehängte Last gehen bei der gezeichneten Lastenförderung wirkungslos an den Riegelhebeln r vorbei. Die Anschläge 1 bis 6 werden auf der drehbaren Büchse n befestigt, welche durch den Hebel g vor der Fahrt zwangläufig in eine der drei Stellungen der Figur 37 gebracht wird.

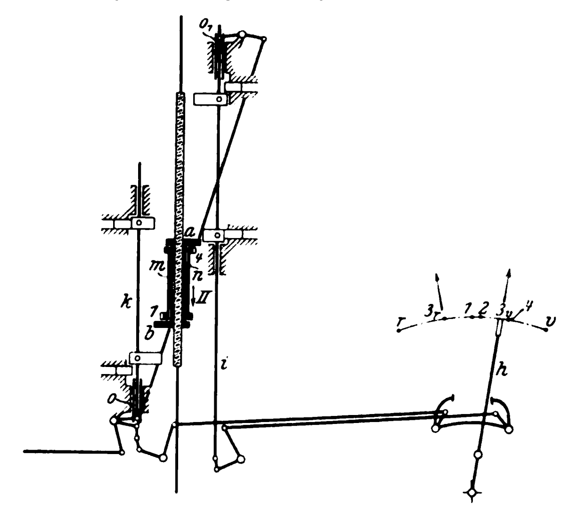
Stellung I, Fig. 36: volle Fahrt. Der Hauptsteuerhebel *h* steht in der Endstellung, ein Regler nach Fig. 28 und 29 stellt selbsttätig kleine Füllungen ein, ohne daß *h* aus seiner Lage bewegt wird. Der Dampf wird nicht gedrosselt.

Stellung II, Fig. 44. Der Anschlag 4, 4 hat die Stange *i* verstellt, und entsprechend der Nockensteuerung, Fig. 33 und 34, wird das Staudiagramm 3*v*, Fig. 48, eingestellt. Bei geringerem Kesseldruck würde sich das punktierte Diagramm ergeben, welches flächengleich ist. Das Diagramm, das in allen Zylindern, auch in den Niederdruckzylindern, auftritt, hat ungefähr Rechteckform, es wird also ein gleichmäßiger Tangentialdruck erzeugt. Die Größe des Diagrammes kann bei der Einregelung der Maschine beliebig klein eingestellt werden. Der Maschinist kann jederzeit die Stauwirkung in der Stellung 2 entsprechend Diagramm 2, Fig. 50, verstärken oder durch Herüberlegen des Hebels bis 3*r* verlustlosen größten Gegendampf in allen Zylindern, entsprechend Diagramm 3*r*, Fig. 47, geben.

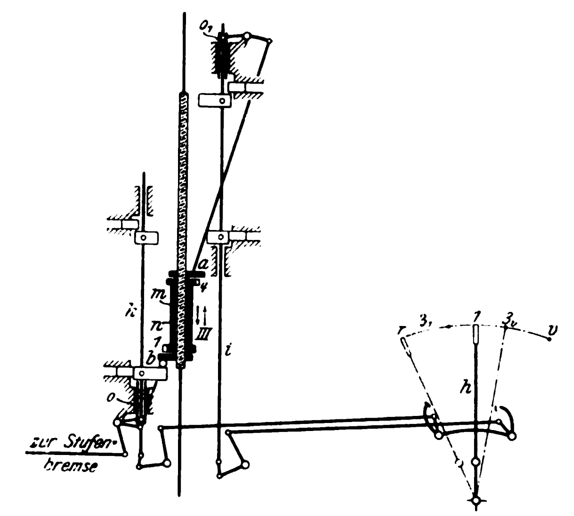
Es verdient noch hervorgehoben zu werden, daß, wenn die gehobene Last die Geschwindigkeit null erreicht hat, alle drei beschriebenen Stauwirkungen auch verhindern, daß die Last in den Schacht zurückfällt. Zum Einfahren, Umstellen usw. bringt der Maschinist den Steuerhändel *h* von 3*v* nach 4 und gibt etwas positiven Arbeitsdampf nach Diagramm 4, Fig. 49. Dieses Diagramm wird bei der einmaligen Einregelung der Maschine so klein gewählt, daß eine Weiterbewegung der Maschine ausgeschlossen ist, wenn bei geringster Ueberschreitung der Stellung III die Bremsklötze etwa mit mittlerem Druck zur Anlage gebracht sind. Bei Uebergang von 3*v* nach 4 überwindet der Maschinist ohne jede Anstrengung den leichten Druck der Feder *l*.

Fig. 44 bis 46.

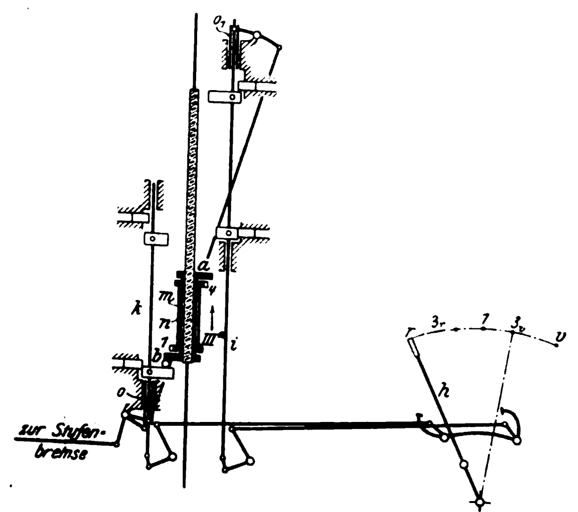
Stellung II. Mäßige Stauung beim Auslaufen.

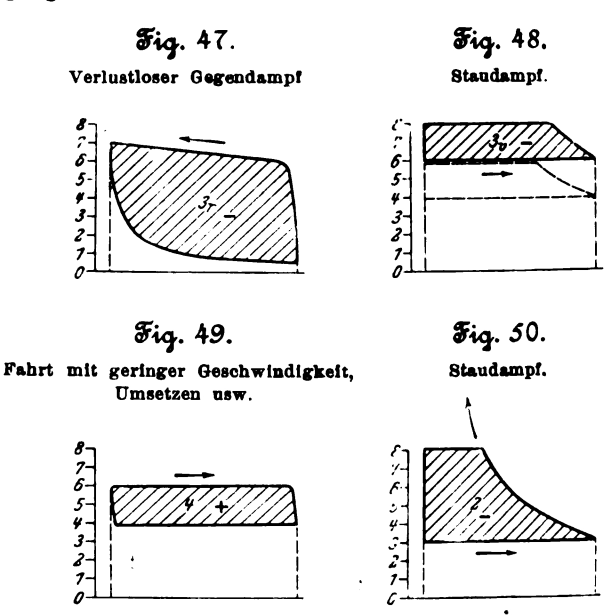


Stellung III. Vorwärtsfahrt beendet, Rückwärtsfahrt beginnt; Bremsbacken leicht aufgelegt.



Stellung IIIa. Nach Beendigung der Vorwärtsfahrt wird die Bremswirkung allmählich verstärkt.





Die Feder mit kurzem Anschlag hat hier nicht den Zweck, wie bei andern Sicherheitsvorrichtungen, eine falsche Handhabung zu erschweren; eine solche ist gänzlich ausgeschlossen.

Stellung III, Fig. 45. Am Ende der Vorwärtsfahrt wird die Stange *k* durch den Anschlag *b* verstellt und dadurch die Auslage für die Rückwärtsfahrt entriegelt. Der Maschinist konnte also keinen verlustbringenden Gegendampf geben. Gleichzeitig stößt der Anschlag auf die Hülse *o*, durch deren Verstellung die Bremsklötze zur leichten Anlage kommen.

In der Stellung IIIa, Fig. 46, liegen die Bremsklötze mit größtem Druck auf. Der Hebel kann nur nach der richtigen Seite, also für die Rückwärtsfahrt, ausgelegt werden.

Die kennzeichnenden Punkte der vorbeschriebenen Vorrichtung sind: Geschwindigkeitsregelung während der Anfahrperiode durch zwangläufige Einstellung wirtschaftlicher Füllungen, eine einer größeren oder geringeren, positiven oder negativen Belastung entsprechende wirtschaftliche Stauung während der Auslaufperiode, Stufenbremse am Ende der Fahrt. So sind vorteilhafteste Ausnutzung des Dampfes und genaue Führung vereinigt.

Bei den vorbeschriebenen Stauarten wird der Staudampf durch die federbelasteten Rückführventile mit etwa 1 bis 2 at höherer Spannung in die Frischdampfleitung und in den Verbinder durch die lebendige Kraft der rotierenden Massen

zurückgedrückt. Es wird also Dampfwärme gewonnen. Ferner ist im ersten Teil theoretisch, im zweiten Teil an Hand von Versuchsergebnissen nachgewiesen, daß die Einwirkung des mäßigen Stauens rückwärts auf die Anfahrperiode günstigen Einfluß hat: es kann mit wirtschaftlichen, kleineren Füllungen gefahren werden, und die Verbundmaschine fährt bedeutend schneller an. Es wird also, und dies sei im Gegensatz zum »Bremsen« nochmals hervorgehoben, bei Zurückgewinnung von Dampfenergie und bei Verringerung des Dampfverbrauches die Förderzeit wesentlich abgekürzt, so daß sich Dampfersparnisse von mindestens 12 vH garantieren lassen, welche gerade bei den für den Dampfbetrieb so ungünstigen kleinen Teufen und großen Massen auf mindestens 15 bis 20 vH steigen, so daß auch diese Maschinen auf den bei größerer Teufe bereits nachgewiesenen niedrigen Dampfverbrauch kommen.

Neuere Textilmaschinen mit Berücksichtigung der jüngsten Ausstellungen.

Von **G. Rohn**.

(Fortsetzung von S. 1660)

Schaft- und Jacquardmaschinen.

Wie schon aus Fig. 138 (S. 1177) hervorgeht, braucht die Vorrichtung, mittels deren die Webkette zur Erzeugung des gewünschten Musters bewegt wird, keinen mit der Webstuhlkonstruktion fest verbundenen Teil zu bilden, und jeder einfache Webstuhl für glatte Ware kann somit durch spätere Anbringung einer Schaft- oder Jacquardmaschine für Musterweberei eingerichtet werden. Dementsprechend bestehen für die Herstellung der Jacquard- und Schaftmaschinen besondere Fabriken, deren Tätigkeit zu einer reichen Ausbildung dieser Maschinen führt. Unter diesen Spezialfabriken nenne ich an erster Stelle die Schaftmaschinenfabrik von Gebr. Stäubli, vorher Schelling & Stäubli, in Horgen, Schweiz, mit Tochterwerkstätten in Augsburg, Sandau in Böhmen und Lyon, welche mit einer großen Zahl ihrer Erzeugnisse in Reichenberg und Mailand vertreten war.

Fig. 173.

Hodgson-Schaftmaschine von Herm. Grosse.



Diese Maschinen sind außerordentlich verschieden. Am üblichsten ist es, sie auf die oberen Querträger des Webstuhles aufzusetzen. Bei der einfachsten Einrichtung für die Schaftbewegung wirkt auf die Zughebel der Schäfte eine Musterkette mit entsprechenden Daumen, welche von der Hauptwelle des Webstuhles aus durch einen Kettentrieb in Umlauf versetzt wird. Diese Einrichtung ist bei einer Teilung der Schafthebel von 15 mm für Webbindungen bis 12 Schaft anwendbar, und es lassen sich durch Einschaltung von Zwischenhebeln in die Schaftzüge Kettenfachhöhen bis 120 mm erzielen. Für zusammengesetztere Bindungen kommen sogenannte Schaufelschaftmaschinen (Hodgson-Bauart) in Anwendung, von denen Fig. 173 eine Ausführung von Herm. Grosse in Greiz, die in Reichenberg gezeigt wurde, darstellt. Von der Kurbelwelle des Webstuhles aus wird der Zylinder M der aus Holzknopfstäben oder gelochten Pappstreifen bestehenden Musterkette gedreht, mittels deren die Doppelhakenplatinen p zur Mitnahme durch die hin- und hergehenden Schaufelmesser m eingestellt werden.

Auch diese einfachere Schaftmaschine wird von Gebr. Stäubli in einer verbesserten Ausführung[1]) gebaut. Diese Schaftmaschinen bedürfen zur Unterfachbildung sogenannter Rückzüge. In Fig. 174 ist ein solcher von Gebr. Stäubli dargestellt, bei welchem die Gegenzugfedern f an Bogen a der Hebel b angreifen, die durch Zugdrähte c mit den Gegenhebeln d der Schäfte S in Verbindung stehen. Diese Zugdrähte können durch zahlreiche Einschnitte an den Schafthebeln d ganz verschieden eingestellt und dadurch der Rückzug auch bei Schrägfach äußerst fein geregelt werden[2]).

Eine Schaftmaschine für schwerere Webstühle veranschaulicht Fig. 175. Hier werden die Messer c von einem schwingenden Kreuzhebel a aus in langen wagerechten Bahnen ruhig bewegt, und die Hakenplatinen e und f, die untereinander durch Drähte g verbunden sind, werden je nach der Einstellung von Hülfshebeln durch die Holzpflöckchen-Musterkarte k in den Bereich des oberen oder unteren Messers gebracht, wodurch der zugehörige Schaftzughebel i angezogen wird, der auf die Schaftzugbogen n wirkt. Dabei wird durch zunehmendes Anhängen der Drähte m an die Einkerbungen der Hebel i ein reines Schrägfach erzielt.

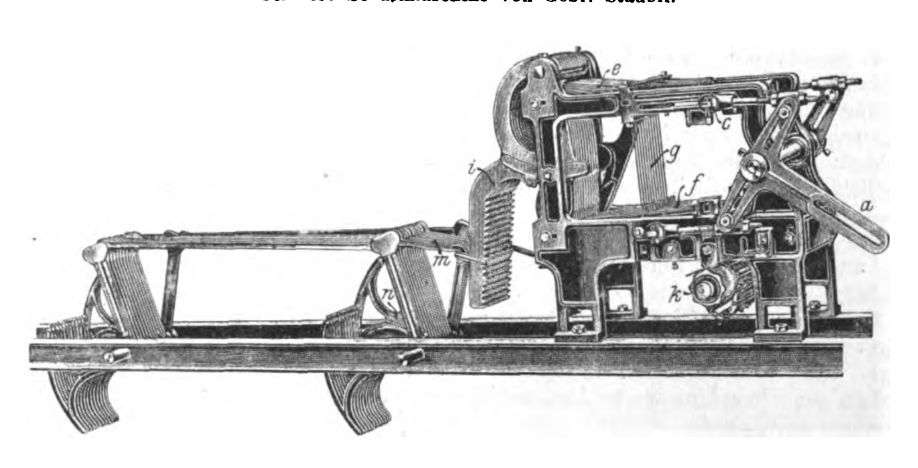
Die sogenannte Universalschaftmaschine von Gebr. Stäubli ist eine doppelt hebende Offenfachmaschine mit Ge-

Fig. 174.

Schaft-Gegenzug von Gebr. Stäubli.

Fig. 175.

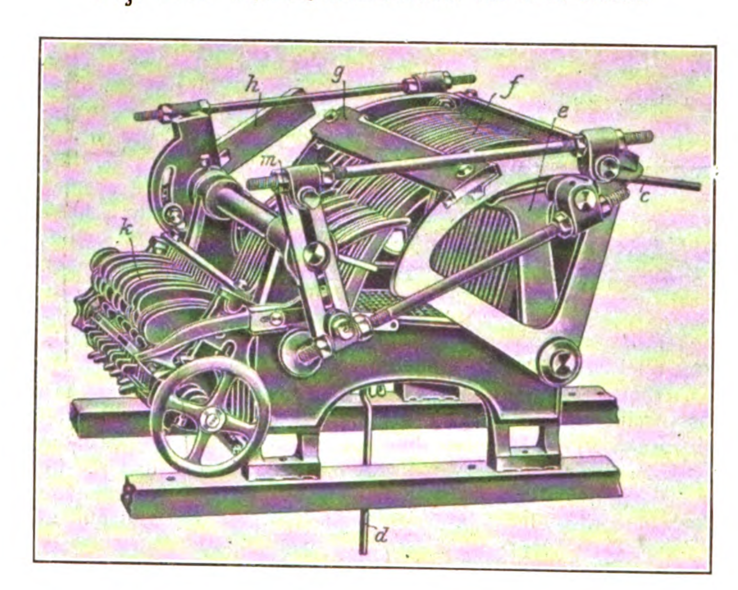
Schwere Schaftmaschine von Gebr. Stäubli.



[1]) D. R. P. Nr. 186569. [2]) Vergl. auch D. R. P. Nr. 149650.

schlossenfachvorrichtung[1]), um zeitweise der Bindung entsprechend die Fachbildung zu ändern, wie es besonders bei Dreher- und Häkelstabstoffen und gemusterten Geweben mit Leinwandgrund vorkommt. Hierzu sind an den Schafthebeln noch Mittelplatinen angeschlossen, die mittels Nadeln durch dieselben Tasten, welche die oberen Platinen beeinflussen, in oder aus dem Bereich eines dritten Messers gehoben werden. Letzteres erhält seine Bewegung durch den einen Bogenschlitzhebel, welcher von der schwingenden Hauptwelle aus mit Hülfe von Zahnbogen gedreht wird. Die Musterkette wird entweder durch ein Sperrgetriebe absetzend gesteuert oder vom Stuhl aus ununterbrochen in Umlauf gehalten[2]). Fig. 176 zeigt eine Stäublische Gegenzug-Schaftmaschine für Geschlossenfach, bei welcher die Messer *g* und *e* statt der üblichen geradlinigen eine schwingende Bewegung machen. Von den an den Schwingen der Platinen *f* angeschlossenen Zugstangen geht *c* nach dem oberen, *d* nach dem unteren Schaftstab. Die Musterkarte liegt einseitig frei und wirkt auf Hülfsplatinen *k*. Die Messerbewegungen beeinflußt der Hebel *h* mittels veränderlicher Doppelhebel *m*, so daß diese Bewegungen veränderlich sind und die Fachstellung geregelt werden kann.

Fig. 176. Gegenzug-Schaftmaschine von Gebr. Stäubli.



Für zusammengesetztere Bindungen finden auch bei Schaftmaschinen jetzt Musterkarten aus endlosem Papier, sogenannte Verdol-Karten, Anwendung. Gebr. Stäubli bauen eine damit ausgestattete Maschine[3]) mit Kettenantrieb für den Papiermusterzylinder und einer zweiten Holzpflöckchen-Musterkarte zum Wechseln der Webbindung. Die Maschine soll bis zu 200 Schuß minutlich sicher arbeiten und auf 1 m Papiermusterlänge bis zu 333 Schuß gewähren.

Um den Bindungswechsel bei Kantentüchern selbsttätig auszuführen[4]), werden von Gebr. Stäubli zweizylindrige Schaftmaschinen benutzt[5]).

Die von Sonderfabriken und namentlich von der Webstuhlfabrik Rüti auf den Ausstellungen im einzelnen vorgeführten Jacquardmaschinen weisen ebenfalls eine beachtenswerte Ausbildung auf, vermöge deren ihr Mechanismus bei den zunehmenden Arbeitgeschwindigkeiten stoßfrei arbeitet, und möglichst an Musterkarten gespart werden kann.

Fig. 177 stellt eine einfache, in Reichenberg ausgestellt gewesene Jacquardmaschine von Hermann Grosse in Greiz dar. Der für Hoch- und Tieffach eingerichtete Stuhl bedarf gegenüber dem in Fig. 172 vorgesehenen mehrfachen Zugwerk nur eines Antriebhebels. Der Platinenboden wird für die Tieffachbildung mit Hülfe von Hebeln gesenkt, die durch Zugstangen mit dem für das Hochfach emporgehenden Messerkasten verbunden sind. Die Fachhöhe kann mittels der

Fig. 177.
Jacquardmaschine von Herm. Grosse.

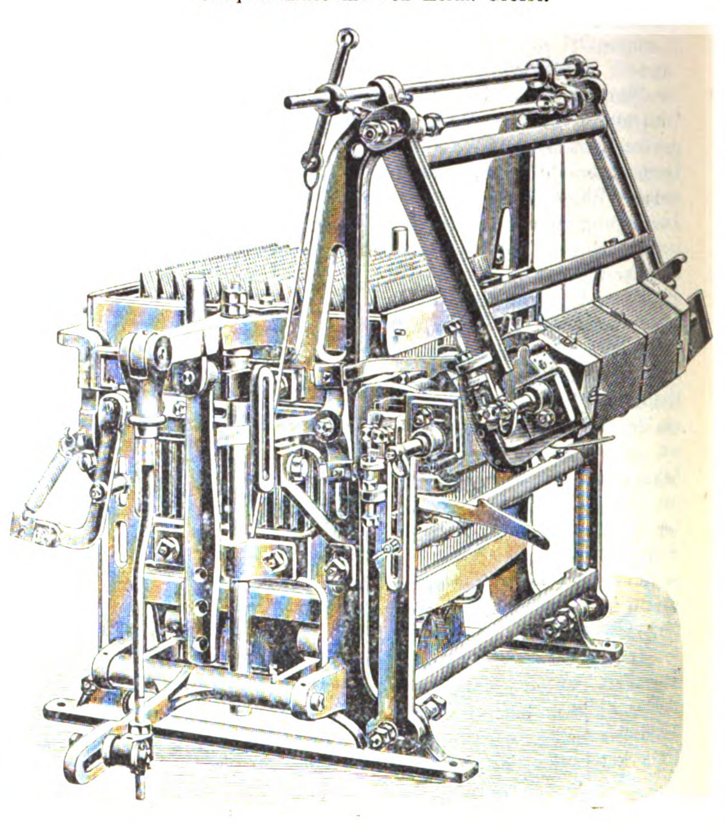
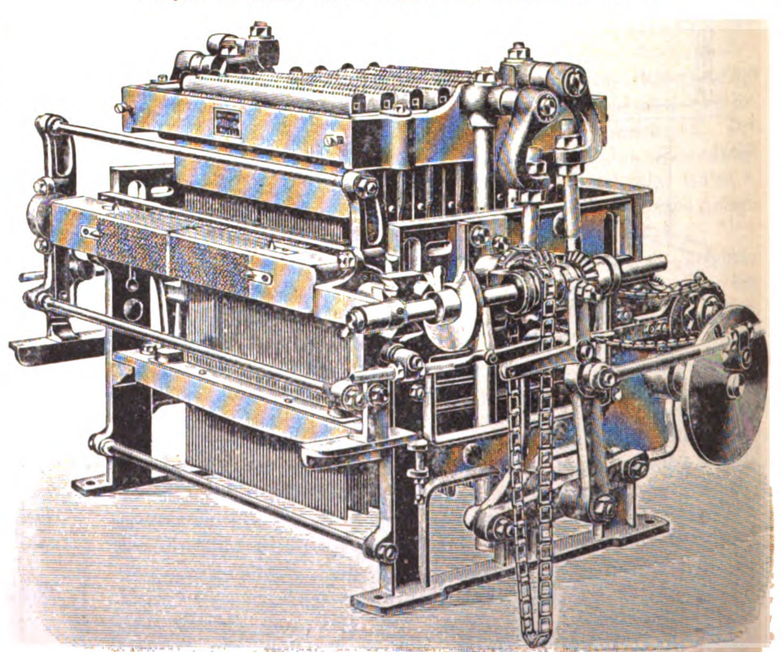


Fig. 178.
Jacquardmaschine mit Kettenantrieb von Herm. Grosse.



[1]) D. R. P. Nr. 150037; Abbildung und Beschreibung s. auch Utz, a. a. O. S. 116.

[2]) Vergl. hierzu D. R. P. Nr. 123246 und 162317 der Sächsischen Webstuhlfabrik (Schönherr) zu gleichem Zweck.

[3]) D. R. P. Nr. 115277; Schaubild s. Utz, a. a. O. S. 111. Vergl. hierzu die Einrichtung von Schroers, Z. 1903 S. 1343, und D. R. P. Nr. 174670 der Sächsischen Webstuhlfabrik (Schönherr). Auch für die Crompton-Schaftmaschine der Tuchwebstühle ist das endlose Papiermuster vorgeschlagen worden; vergl. D. R. P. Nr. 85291 (Snoeck).

[4]) D. R. P. Nr. 141850; vergl. Utz, a. a. O. S. 21 m. Abb.

[5]) Vergl. auch die ähnliche Maschine von A. Hohlbaum & Co.: Utz, a. a. O. S. 25 m. Abb.

Hebelschlitze eingestellt werden. Zum Heben des Messerkastens dient eine auf der Stuhlwelle sitzende Kurbel mit Kurbelzapfen für die Zugstange, zur Steuerung des fünfseitigen Musterzylinders ein Sternrad mit Zughaken.

Die Jacquardmaschine wird mit Gestellträgern, die durch Schrauben der Höhe nach einstellbar sind, auf längs der Stuhlreihe liegenden I-Trägern befestigt.

Die in Fig. 178 gezeigte Jacquardmaschine desselben Fabrikanten mit Kettenantrieb hat einen wagerecht bewegten, also vollkommen senkrecht anschlagenden Musterzylinder, dessen Sternrad durch einen im Winkel arbeitenden Triebstock mit Kugelbolzen gesteuert wird[1]). Die Welle des Triebwerkes erhält durch die Antriebkette ihre Drehung nach rechts oder links mittels eines Wendegetriebes mit zwischenliegender doppelter Klauenkrone; das Kegelzwischenrad ist für den Antrieb der Kurbelwelle zum Schwingen des Kreuzhebels für die Doppelfachbildung ausgenutzt[2]).

Fig. 179 zeigt eine neue Doppelhub-Offenfach-Jacquardmaschine der Maschinenfabrik Rüti, an der zunächst die in Fig. 180 und 181 im besondern dargestellte Betriebseinrichtung zu beachten ist. Von der Welle *a* aus wird einesteils durch Zahnradübersetzung das Sternradgetriebe für den Musterpapierzylinder *M*, andernteils durch beiderseitige Exzenter *e* der Nadelkasten *t* und von ebensolchen Kurvenscheiben *c* mit den Laufrollenhebeln *d* der Musterzylinder gehoben und gesenkt, wobei überall eine ganz feine Einstellung auch des Musterzylinders in der Drehrichtung möglich ist. Zu beachten ist in Fig. 179 auch die Anbringung von Ablenkschienen[3]) für die Platinen, um rasch mit der Maschine arbeiten zu können, und die Einstellung der Maschine auf den Längsträgern der Stuhlreihe mittels geführter Schlitzstützen mit Stellschrauben.

In Fig. 179 sind zu beiden Seiten der eigentlichen endlosen Papiermusterkarte Papierringe zu sehen, die ebenfalls vom Musterzylinder mitgenommen werden. Sie dienen zum Ausheben der Gewebegrundbindung mittels der Litzenhubschäfte, damit man bei gewissen in der Kette dicht eingestellten Seidenstoffen eine möglichst große Breite der Musterwiederkehr ohne Anwendung zu großer Jacquardmaschinen erhalten kann. Die zur Abbindung des Grundgewebes nötigen Fäden werden durch das Aufwärtsziehen der Hubschäfte, der sogen. Tringles-Schienen, angehoben, indem alle damit in Verbindung stehenden Jacquardlitzen gleichzeitig der Aufwärtsbewegung dieser Schienen folgen, welche durch die besondern seitlichen Platinen in der Jacquardmaschine beeinflußt werden. Diese Anordnung besonderer Platinen zur Grundbindung läßt die volle Platinenanzahl für die Muster verfügbar und gestattet auch, die Arbeitgeschwindigkeit zu erhöhen[1]).

Fig. 179.

Verdol-Jacquardmaschine der Maschinenfabrik Rüti.

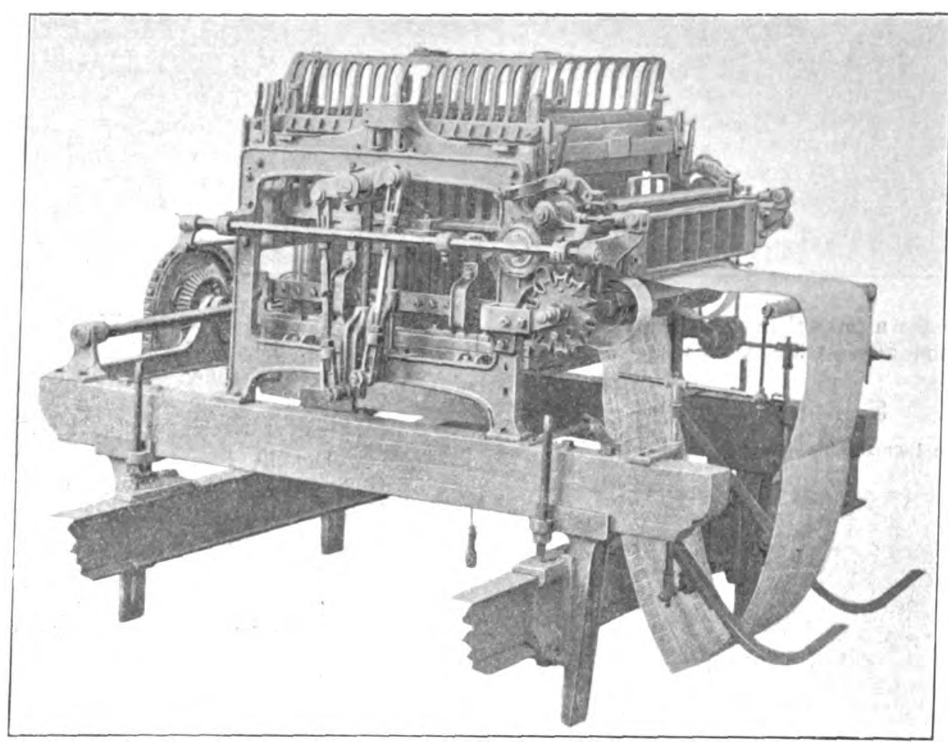


Fig. 180 und 181.

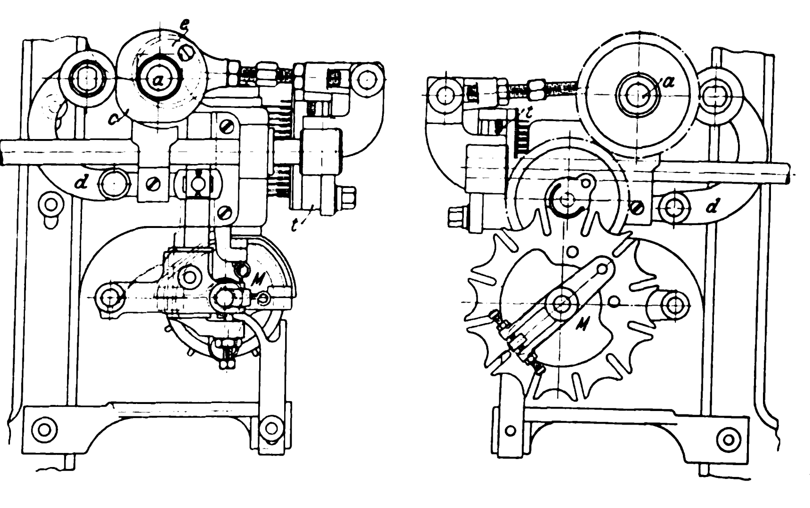


Fig. 182 zeigt eine Rütische Doppel-Jacquardmaschine: zwei verschiedenartige Maschinen mit gemeinschaftlichem Kettenantrieb, die eine mit 2 Musterzylindern für das sogen. Grundmuster, und eine zweite kleinere, einzylindrige Maschine für die Anfangs- und Endkarten des Musters beim Weben von Kantentüchern. Eine besonders gesteuerte Musterkarte vermittelt die Ein- und Ausschaltung der beiden Jacquardmaschinen.

Wie ersichtlich, findet das Verdolsche endlose Papiermuster zunehmende Anwendung. Auch die Verdol-Gesellschaft ist für die Ausbreitung ihres Systems durch Errichtung von Kartenschlägereien in allen Musterwebereibezirken bemüht und ebenso für Vervollkommnung der Jacquardmaschinen[2]) und der Schlag- und Kopiermaschinen für Musterpapier[3]).

Eine von der Soc. anon. des Mécaniques Verdol in Lyon in Mailand gezeigte Jacquardmaschine war mit dieser neuen Reibungsklinkenschaltung für den Musterzylinder versehen, die eine sanfte Bewegung beim schnellen Arbeiten und eine genauere

---

[1]) D. R. G. M. Nr. 202092. Vergl. die in verbesserter Ausführung (D. R. P. Nr. 139913) in Mailand gezeigte Jacquardmaschine von Schroers; ferner die Schroerssche Anordnung eines zweiten schmaleren Musterzylinders für die Seitenplatinen beim Weben der Seitenkanten von Tüchern mit glattem Grund (D. R. P. Nr. 120032).

[2]) Z. 1902 S. 1299 m. Abb.

[3]) D. R. P. Nr. 170502.

[1]) Vergl. auch die ganz ähnlich arbeitende Damast-Jacquardmaschine von Günther, D. R. P. Nr. 182023

[2]) D. R. P. Nr. 153446, 184596 und 186047 (Musterzylindergetriebe); vergl. auch D. R. P. Nr. 107415 und 107416 (Weber) und 185695 (Güthgemann).

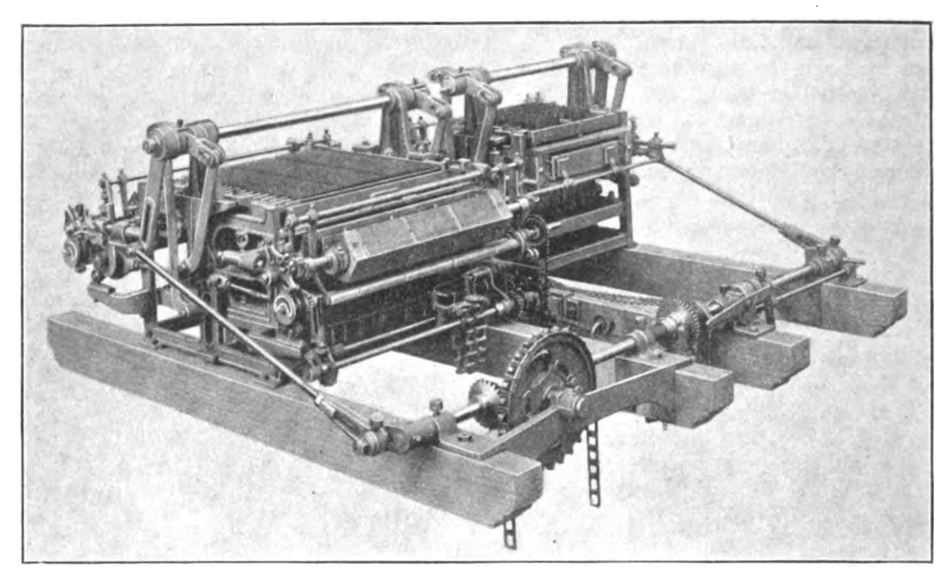
[3]) D. R. P. Nr. 103233; vergl. auch Journal des arts et métiers, Paris 1898, S. 15 m. Abb.



Einstellung der Fortrückung gestattet.

Bei einer in Mailand ausgestellten englischen, einfach hebenden **Jacquardmaschine von Devoge & Co.** in Manchester war der Hebearm für den Messerkasten oberhalb quer zur Maschine angeordnet, so daß die Jacquardmaschine auch quer auf dem Webstuhl steht und die Musterkarte nach vorn nach dem Weberstand herabhängt: eine Einrichtung, die in neuerer Zeit verschiedentlich angewandt wird[1]).

Fig. 182. Doppel-Jacquardmaschine der Maschinenfabrik Rüti.



Zur **Herstellung der Jacquardmusterkarten** dienen die **Stanzmaschinen**, von denen Fig. 183 die neue, in Mailand ausgestellte Ausführung der Maschinenfabrik Rüti zeigt. Dabei ist der Arbeitsvorgang folgender:

1) Vorlochen der Mitnehm- und Bindelöcher durch besondere Lochstempel;

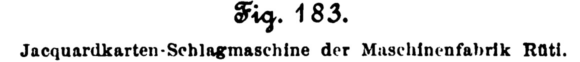
2) Einspannen der so gelochten Blätter in einem Schlitzrahmen, der je um eine Lochteilung vorgerückt wird;

3) Niederdrücken der für eine Querreihe erforderlichen Tasten und

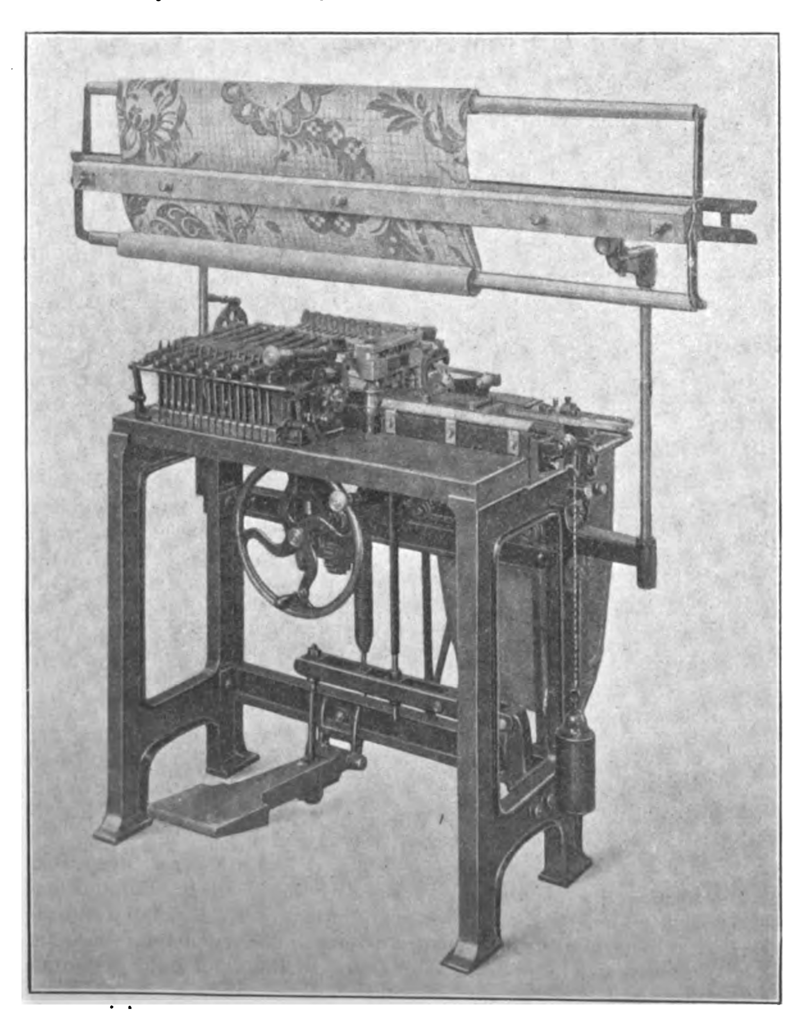
4) Niederdrücken des Durchlaßbalkens mittels des Trittchebels.

Sehr lange Karten können sich beim Lochen leicht strekken, was dann die richtige Wirkungsweise der Musterkarte beeinträchtigt. Diesem Uebelstande begegnet man, indem man die zu stanzenden Kartenblätter zwischen 2 an einer Längsseite durch Gelenke verbundene aufklappbare Stahl- oder Messingplatten legt.

Fig. 183.



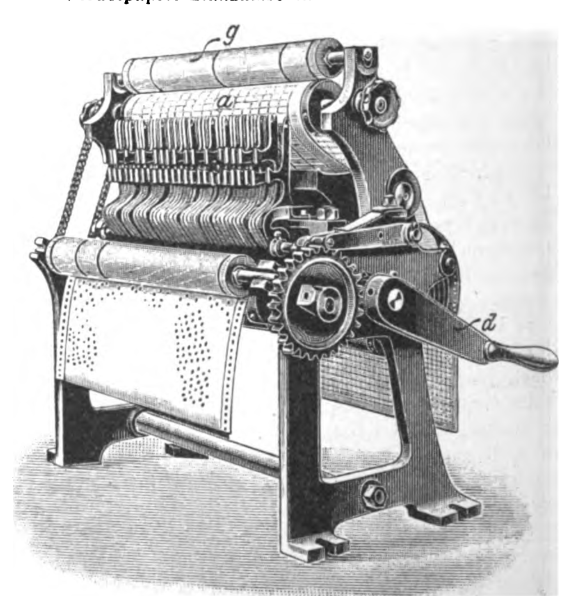
Jacquardkarten-Schlagmaschine der Maschinenfabrik Rüti.



Die in Fig. 184 dargestellte Handmaschine von **Gebr. Stäubli** dient zum **Stanzen von Verdol-Musterpapier**. Die Taster werden durch Andrücken an die durch die Druckwalze g gehaltene sogen. Musterpatrone a in den Bereich für das Niederdrücken der zugehörigen Stempel durch die Kurbel d gebracht.

Fig. 184.

Verdolpapier-Stanzmaschine von Gebr. Stäubli.



Für das Binden der einzelnen gelochten Papierkarten zu einer endlosen Musterkarte werden ebenfalls Maschinen benutzt; die Mailänder Ausstellung zeigte eine solche **Jacquardkarten-Bindemaschine** der bekannten **Singer Manuf. Co.**[1]), die mit senkrechter Nadel in das in senkrechter Ebene kreisende Schiffchen arbeitet, im Gegensatz zu dem wagerechten Schiffchengang

[1]) Auch die in Mailand ebenfalls gezeigte Jacquardmaschine von H. Mackintosh in Shipley (D. R. P. Nr. 170398) sei hier erwähnt, weiter die in Tourcoing vorgeführte Jacquardmaschine von D'Haudt & Declercy in Roubaix; vergl. Text. Manuf. 1906 S. 231 m. Abb.

[1]) Diese Jacquardkarten-Bindemaschine liefert auch Herm. Schroers in Crefeld.

der Ulbrichtschen Maschine[1]). Die Führungsscheiben sind in der Breite einstellbar, so daß man nicht nur mehrere schmale Musterkarten nebeneinander binden, sondern auch je nach der Breite der Musterkarten und der Lage der Löcher die nötige Einstellung erzielen kann.

(Forts. folgt.)

[1]) Jacquardkarten-Bindemaschine von Herm. Ulbricht in Chemnitz (D. R. P. Nr. 184632); vergl. Uhlands techn. Rundschau, Ausgabe für Textilind. 1905 S. 4 m. Abb.

Die Eisenbahnbetriebsmittel auf der Ausstellung in Mailand 1906.[1])

Von **Metzeltin,** Regierungsbaumeister a. D.

(Fortsetzung von S. 1614)

47) 5/5-gekuppelte Heißdampf-Tenderlokomotive der K. E. D. Essen, Gattung T16 Nr. 1706, gebaut von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff in Berlin; Fig. 192 bis 195.

Bei einem Achsdruck von etwa 14 t sind zur vollen Ausnutzung der für die Kupplungen im Gebiet des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen zulässigen Zugkraft von 10000 kg Lokomotiven mit fünf gekuppelten Achsen erforderlich. Lange hat man ziemlich allgemein geglaubt, fünf gekuppelte Achsen ließen sich mit Rücksicht auf die bei Gebirgsbahnen und normalspurigen Nebenbahnen vorkommenden Krümmungen bis herab zu 200 m Halbmesser in einem festen Rahmen nicht unterbringen. Es ist das Verdienst Gölsdorfs, auf Grund der vielfachen Anregungen von v. Helmholtz praktisch im großen Maßstabe die vorzügliche Kurvenbeweglichkeit 5/5-gekuppelter Lokomotiven mit parallel verschiebbaren Achsen nachgewiesen zu haben.

1900 wurde nach Gölsdorfs Plänen für die Oesterreichischen Staatsbahnen die erste 5/5-gekuppelte Güterzuglokomotive[1]) von 5600 mm Radstand und 26 mm Verschiebbarkeit der ersten, dritten und fünften Achse gebaut, und heute besitzt die genannte Verwaltung von die-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

[1]) Z. 1906 S. 1217.

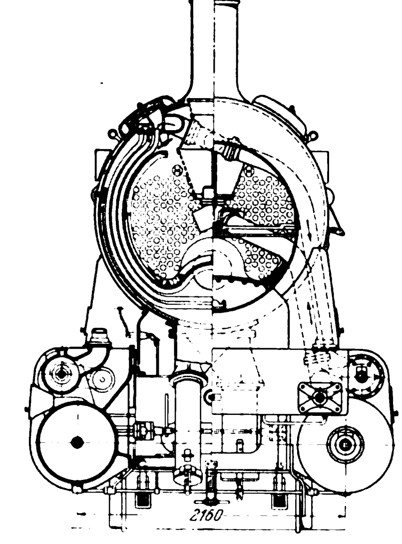
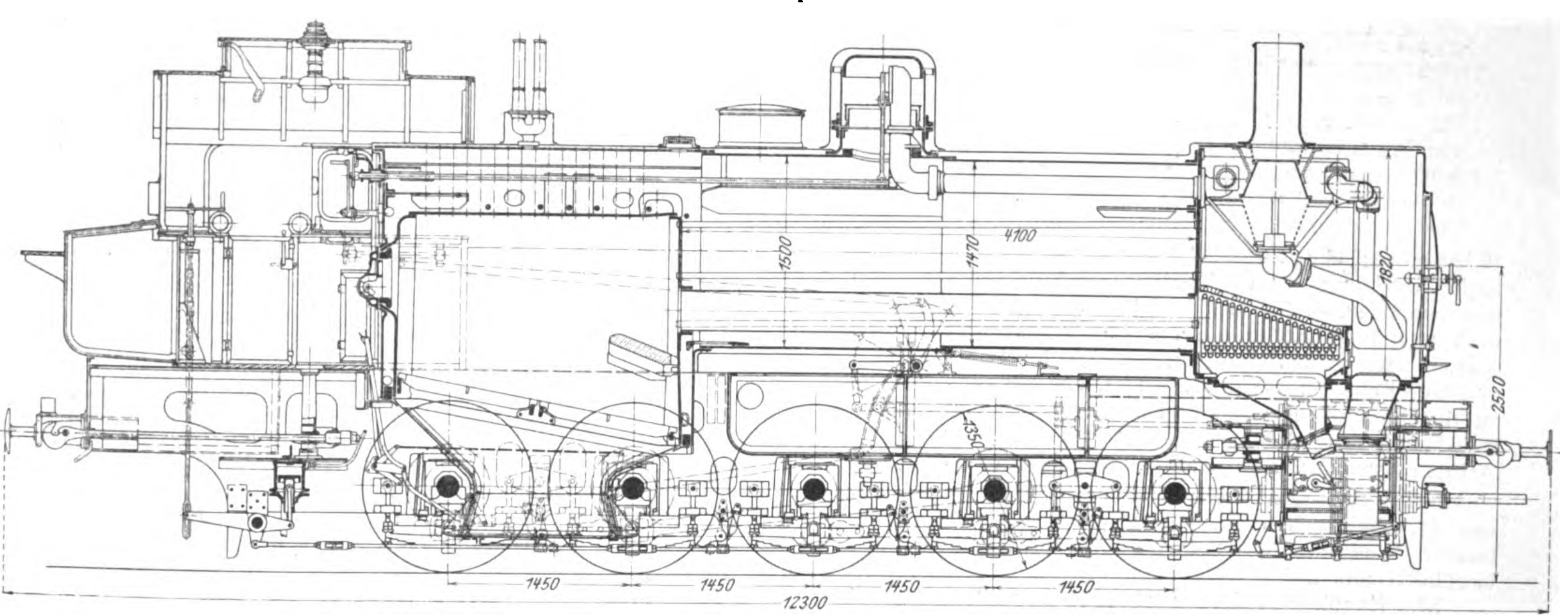


Fig. 192 bis 194.

5/5-gekuppelte Heißdampf-Tenderlokomotive der Preußischen Staatsbahnen, gebaut von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff.



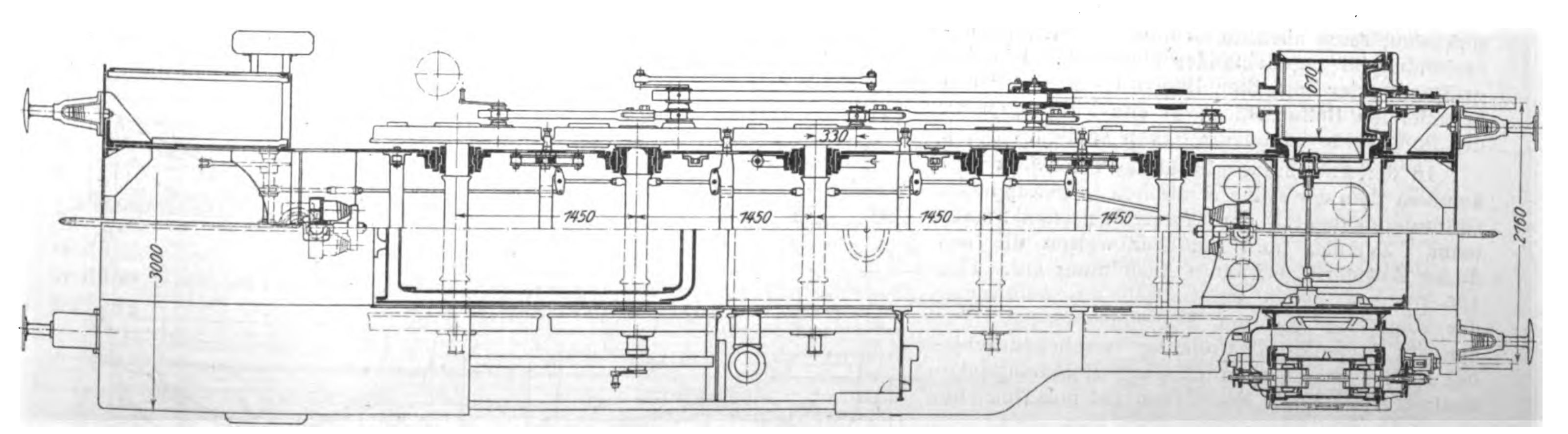
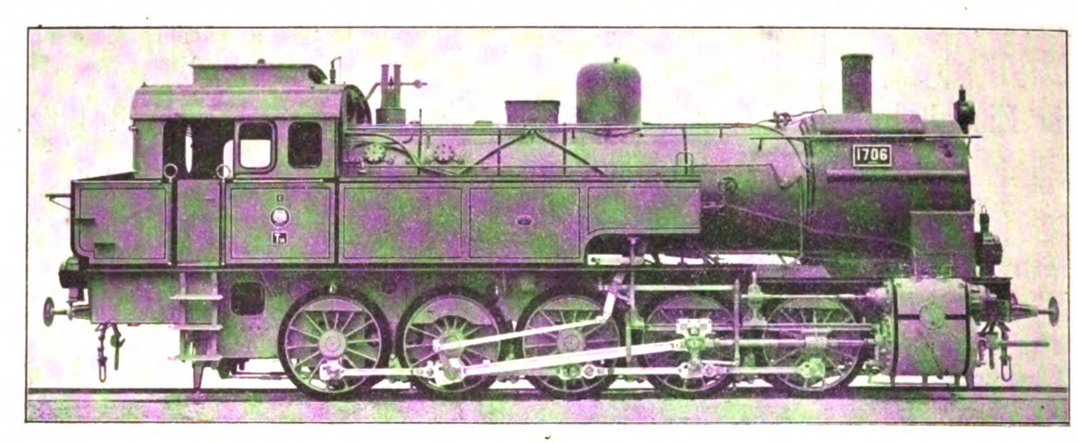


Fig. 195.

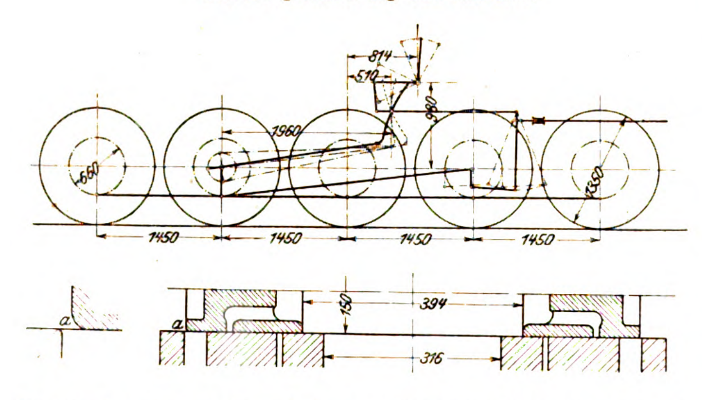
$^5/_5$-gekuppelte Heißdampf-Tenderlokomotive der Preußischen Staatsbahnen, gebaut von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff.



ser Lokomotivgattung bereits 118 Stück. Eine große Anzahl genau gleicher Lokomotiven besitzt auch die Oesterreichische Südbahn; auch die Serbische Staatsbahn hat mehrere dieser Lokomotiven in Auftrag gegeben. In Deutschland verfügen die

Fig. 196 bis 198.

Steuerungsanordnung und Schieber.



Württembergischen Staatsbahnen seit zwei Jahren über $^5/_5$-gekuppelte Güterzuglokomotiven mit Gölsdorfscher Achsenanordnung, nachdem sie früher solche Lokomotiven, Bauart Klose[1]), in Verwendung hatten. Auch die Preußischen Staatsbahnen haben zuerst $^5/_5$-gekuppelte Lokomotiven, Bauart Hagans, verwendet, ehe sie 1905 zu der in Mailand ausgestellten $^5/_5$-gekuppelten Heißdampf-Tenderlokomotive mit Gölsdorfscher Achsenanordnung, Fig. 192 bis 195, übergingen.

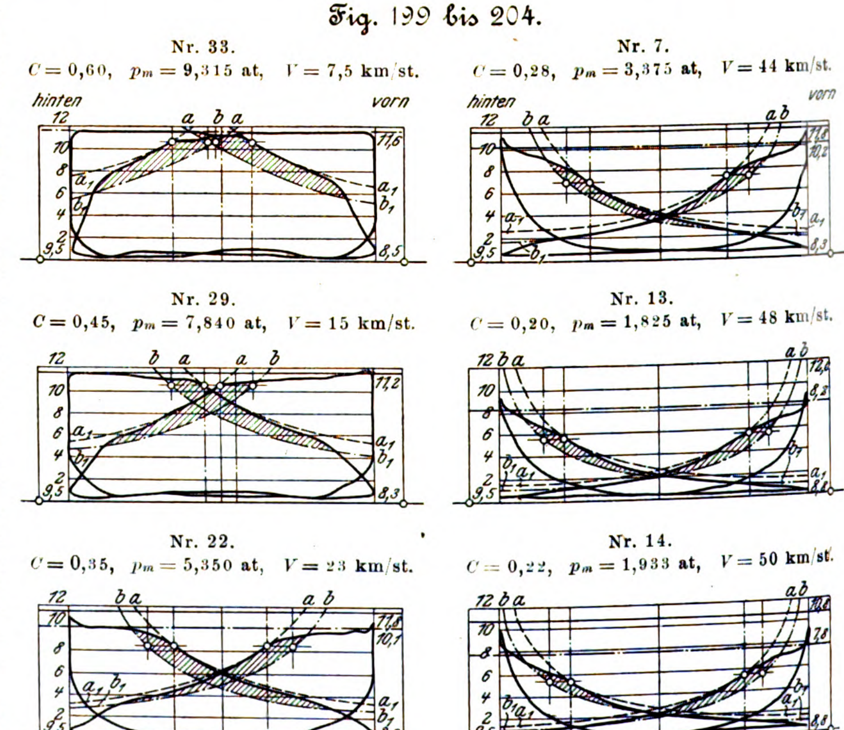
Der Kessel dieser Lokomotive weist noch die von der Preußischen Staatsbahn inzwischen verlassene Anordnung des Schmidtschen Rauchkammerüberhitzers auf.

Die Hauptrahmenbleche sind 20 mm stark und in der Mitte durch einen 3,6 m langen Wasserkasten, sonst aber durch die üblichen Rahmenverbindungen gegeneinander abgesteift. Die Angriffpunkte der Zughaken liegen 1,8 m hinter den betreffenden Bufferbohlen; in den Führungen an der Bufferbohle haben die Haken seitliches Spiel.

In der Anordnung gleicht das Triebwerk vollkommen dem der schon erwähnten $^5/_5$-gekuppelten Güterzuglokomotive der Oesterreichischen Staatsbahn. Zylinder und Schieber weisen die aus dieser Zeitschrift bekannte Ausbildung auf. Fig. 196 bis 198 geben schematisch die Anordnung der Steuerung und des Schiebers wieder. Für den mit doppelter Einströmung versehenen Schieber ist das bei allen preußischen Heißdampflokomotiven verwendete Modell von 150 mm Dmr. benutzt worden. Die Ausströmungskanten sind abgerundet, so daß sich eine negative Ueberdeckung von $3^1/_2$ mm ergibt. Zusammenstellung 12 zeigt die Steuerungsergebnisse, wobei außer dem großen linearen Voreilen das ungünstige Verhältnis der Schieberöffnungen zum Kolbenquerschnitt auffällt. Trotz der Dünnflüssigkeit des Heißdampfes macht sich denn auch in den Diagrammen, Fig. 199 bis 204, bei Füllungen unter 30 vH und Geschwindigkeiten über 35 km, die erst 138 Radumdrehungen für die Minute entsprechen, ein recht erheblicher Spannungsabfall bemerkbar. Bei dieser Lokomotive kann der Spannungsabfall allerdings noch als zulässig angesehen werden, da die Geschwindigkeit von 35 km im regelrechten Güterzugdienst auf Steigungsstrecken kaum überschritten werden wird. Für schneller fahrende Lokomotiven müssen jedoch auch bei Verwendung von Heißdampf derartige Querschnittverhältnisse als zu knapp bezeichnet werden.

Zu den Diagrammen sei bemerkt, daß die Kurven a-a und b-b die Adiabaten des gesättigten Wasserdampfes darstellen, wobei die Kurven a-a durch den Anfangspunkt der Dampfdehnung im Diagramm gehen, die Kurven b-b aber durch denjenigen Anfangspunkt, welchen man findet, wenn man das Volumen des überhitzten Dampfes auf das des gesättigten Dampfes vom gleichen Druck zurückführt. Die schraffierten Flächen zwischen beiden Linien geben daher die Arbeit an, die durch Verwendung des überhitzten Dampfes

Fig. 199 bis 204.



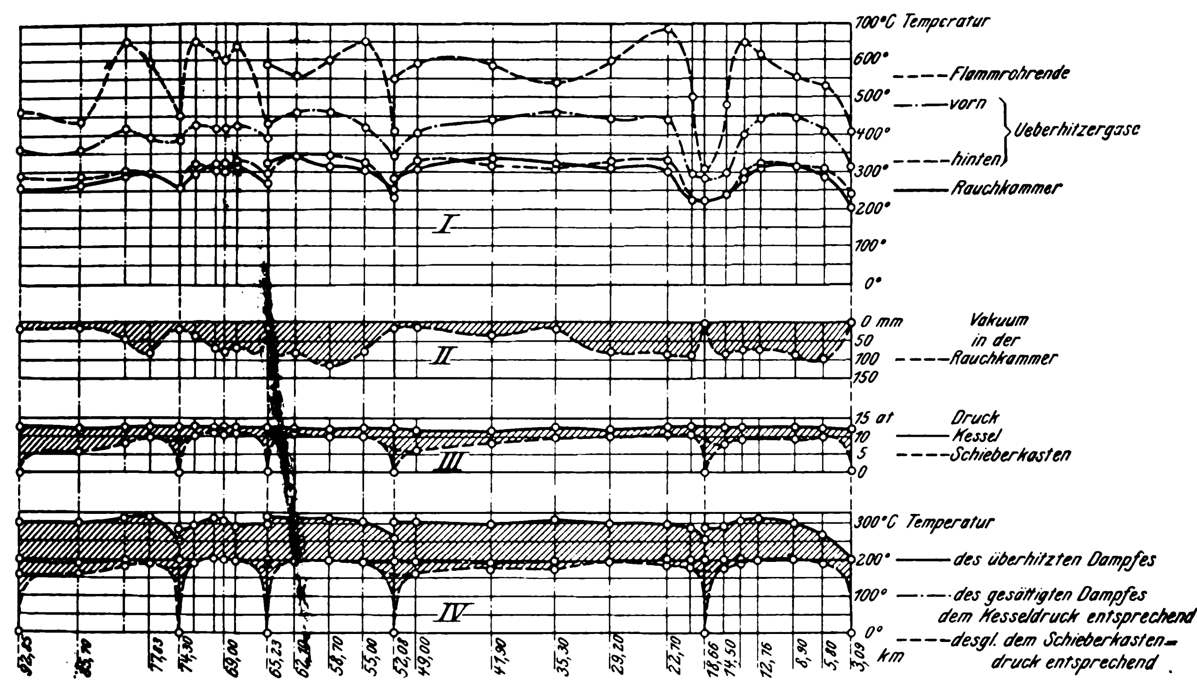
[1]) Eisenbahntechnik der Gegenwart, 1. Auflage, Band Lokomotiven S. 29.

gewonnen wird. Für die Berechnung der Ersparnis ist jedoch die zur Ueberhitzung des betreffenden Dampfvolumens aufgewendete Energie in Abzug zu bringen. Die obere stark ausgezogene Linie gibt den Kesseldruck, die strichpunktierte den absichtlich gedrosselten Schieberkastendruck an. Die schädlichen Räume betragen vorn 8,8, hinten 9,5 vH.

Die aus den Diagrammen sich ergebenden Werte sind in Zusammenstellung 13 zu finden. Bemerkt sei hierzu, daß sämtliche Angaben über Zugkraft und Leistung indizierte Werte sind und für die sonst übliche Rechnung am Radumfang entsprechend dem Wirkungsgrad der Dampfmaschine vermindert werden müssen.

Fig. 205.


Versuchsfahrt mit der 5/5-gekuppelten Heißdampflokomotive.



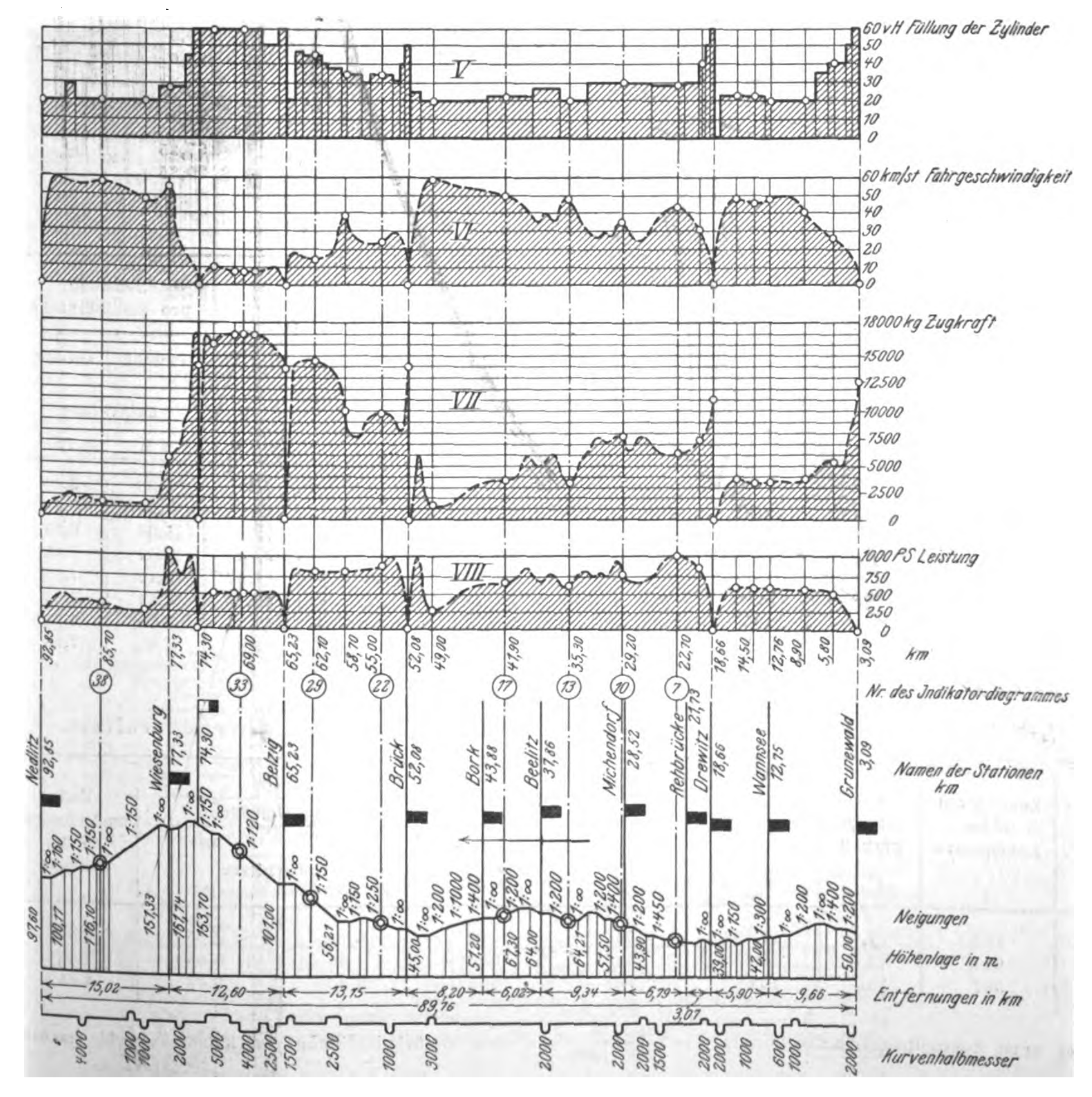


Fig. 205 gibt eine zeichnerische Darstellung der Versuchsfahrt vom 27. Juni 1905, auf der die vorerwähnten Diagramme gewonnen wurden. Füllung, Fahrgeschwindigkeit, Zugkraft, Leistung, Ueberhitzertemperaturen, Luftverdünnung in der Rauchkammer, Dampfdrücke und Dampftemperaturen sind übersichtlich zusammengestellt. Das Zuggewicht ist mit 1607 t einschließlich Lokomotive angegeben. Die Wagen müssen übrigens einen sehr geringen Eigenwiderstand gehabt haben; denn bei einem Widerstand von 2,4 kg/t ergibt sich an der Stelle des Diagrammes 33 eine Zugkraft am Radumfang:

$$Z = 1607 \left(2{,}4 + \frac{1000}{120}\right) = 17\,249 \text{ kg},$$

während nach Zusammenstellung 13 die Diagramme nur 16945 kg indizierte Zugkraft zeigen; dies entspräche einem Wagenwiderstand von nur etwa 1,1 bis 1,4 auf der Wagerechten.

Unter allen preußischen Heißdampflokomotiven ist diese 5/5-gekuppelte Tenderlokomotive eine der brauchbarsten. Sie wird auf kurzen Gebirgsstrecken, auf Strecken mit sehr stark wechselnden Steigungen oder dort, wo schwere Güterzüge häufig anfahren müssen, ausgezeichnete Dienste leisten; hoffentlich wird auch die im Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen bereits angeregte Verstärkung der Kupplungen bald zur Tatsache werden, so daß sich die großen erzielbaren Zugkräfte von 17000 kg ohne Bedenken ausnutzen lassen. Der Nichtausgleich der hin-

Zusammenstellung 12. Steuerungstabelle der 5/5-gekuppelten Heißdampf-Tenderlokomotive.

mittlere Füllung vH	Kolben-lauf	lineares Voröffnen mm	größte Kanalöffnung Eintritt mm	größte Kanalöffnung Austritt mm	Verhältnis der größten Oeffnung zum Zylinder-querschnitt	größter Schieberweg aus d. Mittel-stellung mm	Prozente des Kolbenhubes am Beginn der Expansion	Beginn der Kompression	Ende der Expansion	Ende der Kompression	
max. 76,3	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	76	74½	93	90¼	99,9	Vorwärtsgang
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	76½	78¼	94	91½	99,9	
60	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	57¼	57,8	87¼	82½	99¾	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	57	62,2	89	85¼	99¾	
50	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	51¼	48¼	83¾	78½	99½	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	51	51¾	85¾	81	99½	
40	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	47	38¾	79½	73¾	99,4	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	46¾	41¼	82	76¼	99,4	
30	*h*	5 + 5	9 + 9	40	1 : 37,2	44	29½	75¼	68½	99	
	v	5 + 5	8½ + 8½	40	1 : 39,3	43½	30½	77½	70¾	99	
20	*h*	5 + 5	6½ + 6½	40	1 : 51,5	41½	20	69½	62	98½	
	v	5 + 5	6½ + 6½	40	1 : 51,5	41½	20	71¼	63½	98½	
10	*h*	5 + 5	5¼ + 5¼	40	1 : 63,8	40¼	10	60½	52	96½	
	v	5 + 5	5¼ + 5¼	40	1 : 63,8	40¼	10	61	52½	96½	
min. 6¾	*h*	5 + 5	5 + 5	40	1 : 67	40	6¾	55½	46½	94½	Mittelstellung
	v	5 + 5	5 + 5	40	1 : 67	40	6¾	55½	46½	94½	
10	*h*	5 + 5	5¼ + 5¼	40	1 : 63,8	40¼	10	60½	51¾	96½	Rückwärtsgang
	v	5 + 5	5¼ + 5¼	40	1 : 63,8	40¼	10	60¾	52	96½	
20	*h*	5 + 5	6¾ + 6¾	40	1 : 49,6	41¾	20¼	70¾	62¾	98½	
	v	5 + 5	6¾ + 6¾	40	1 : 49,6	41¾	19¾	71	62¾	98½	
30	*h*	5 + 5	9½ + 9½	40	1 : 35,2	44½	30¾	76½	69½	99,2	
	v	5 + 5	9¼ + 9¼	40	1 : 36,2	44¼	29¼	77½	70¼	99,2	
40	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	47¼	40¾	81	74¾	99½	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	47¾	39¼	82	76¼	99½	
50	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	52¼	50¼	84¾	79½	99,6	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	51	49¾	86	81	99,6	
60	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	58¼	59¼	88¼	84	99¾	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	57	60¾	89½	85¾	99¾	
max. 76,1	*h*	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	75¼	73¾	93	90¼	99,85	
	v	5 + 5	10 + 10	40	1 : 33,5	75¾	78½	94½	92,2	99,85	

Zusammenstellung 13.

Nr. des Diagrammes	Geschwindigkeit km/st	Radumdrehungen in der Minute	Füllung vH	Kesseldruck at	Schieberkasten-druck at	Luftverdünnung in der Rauchkammer mm	Dampftemperatur °C	p_i kg/qcm	Zugkraft Z_i kg	Leistung PSi	Wert von a in der Formel $\frac{Z_2\, a\, p\, d^2\, l}{D}$	Reibungskoeffizient μ	Leistung pro qm Heizfläche einschl. Ueberhitzer PSi	Leistung pro qm Heizfläche ausschl. Ueberhitzer PSi
33	7,5	29,5	60	12	11,6	80	300	9,315	16945	472	0,776	1 : 4,0	2,88	3,60
29	15	59	45	11,7	11,2	85	312	7,840	14262	795	0,670	1 : 4,75	4,88	6,06
22	23	90	35	11,8	10,1	75	300	5,350	9730	828	0,453	1 : 6,98	5,07	6,30
10	35	138	30	11,2	10,0	80	295	4,145	7540	976	0,370	1 : 9,02	5,97	7,43
7	44	173	28	11,8	10,2	90	290	3,375	6140	1001	0,286	1 : 11,07	6,13	7,62
13	48	189	20	12,0	8,2	20	302	1,825	3320	590	0,152	1 : 20,76	3,61	4,50
17	40	197	22	10,8	7,8	25	295	1,930	3511	650	0,179	1 : 19,75	3,98	4,96
38	57	224	20	11,6	5,3	10	295	0,765	1392	294	0,066	1 : 48,8	1,80	2,24

Zusammenstellung 14.
Versuchsfahrten einer 5/5-gekuppelten Tenderlokomotive mit Schmidtschem Rauchröhrenüberhitzer.

Strecke	größte Steigung vT	Zuggewicht ohne Lokomotive t	Geschwindigkeit km/st	Zugkraft [1] kg	Leistung PS	Leistung auf 1 qm Rostfläche PS	Leistung auf 1 qm Heizfläche ohne Ueberhitzer PS	Leistung auf 1 qm Heizfläche mit Ueberhitzer PS	Radumdrehungen in der Sekunde
Probstzella-Taubenfeld . .	33	287	12,2	12 100	545	219	3,17	4,05	0,80
Arnstadt-Suhl	20	344	23	9 460	805	358	4,55	5,95	1,50
» »	20	507	16	13 000	765	340	4,30	5,65	1,04

[1]) am Radumfang gerechnet, unter Zugrundelegung der Formel $W = 2{,}5 + \frac{V^2}{1300} + n$ ohne Berücksichtigung des Krümmungswiderstandes.



und hergehenden Massen wird sich bei den im allgemeinen geringen Verkehrsgeschwindigkeiten dieser Lokomotivgattung wenig störend bemerkbar machen.

Inzwischen sind seitens der Preußischen Staatsbahn im ganzen 57 gleiche Lokomotiven, die meisten jedoch mit Rauchröhrenüberhitzer, in Bestellung gegeben.

Die erste gleiche mit Rauchröhrenüberhitzer ausgerüstete Lokomotive ist im Juli d. Js. auf den Strecken Arnstadt-Suhl und Probstzella-Taubenbach, die lange Steigungen von 1 : 50 bezw. 1 : 30 aufweisen, eingehenden Versuchsfahrten[1]) unterzogen worden. Hierbei ergaben sich die in Zusammenstellung 14 angeführten Dauerleistungen.

49) $^3/_3$-gekuppelte Reibungs- und Zahnradlokomotive der Schweizer Bundesbahnen (Brünig-Bahn), Gattung *HG* $^3/_3$ Nr. 1053, gebaut von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur; Fig. 206 bis 210.

Von den bekannten Bauarten der Zahnradlokomotiven unterscheidet sich diese Lokomotive dadurch, daß sie eine Verbundmaschine ist. Die Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur hat bereits im Jahre 1901 eine solche Lokomotive für 600 mm Spurweite, 1902 eine gleiche für 1000 mm Spurweite gebaut. Weitere Verwendung hat diese Bauart dann aber erst bei den hier zu beschreibenden neueren Lokomotiven für die Brünig-Bahn gefunden.

[1]) Vergl. Verkehrstechnische Woche 1907 S. 130.

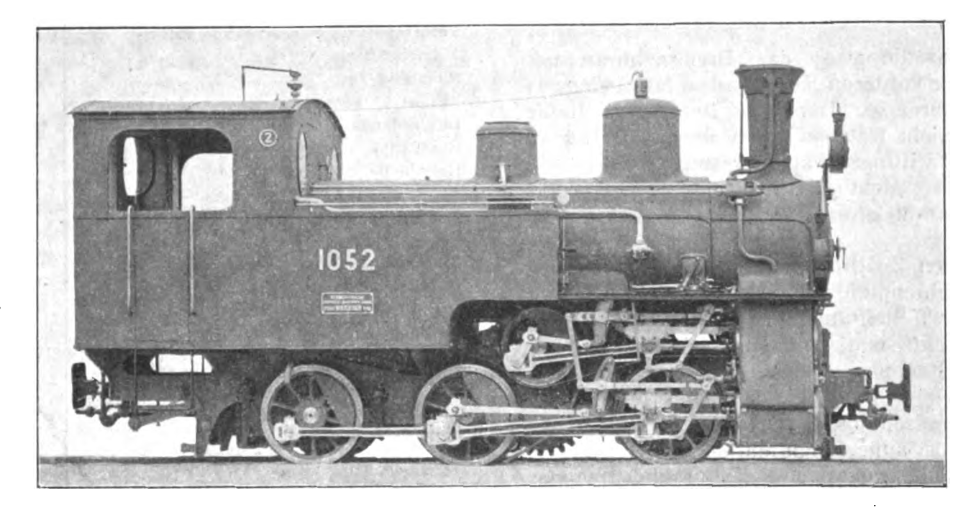
Die Hauptabmessungen der ausgestellten Lokomotive, Fig. 206 bis 210, sind folgende:

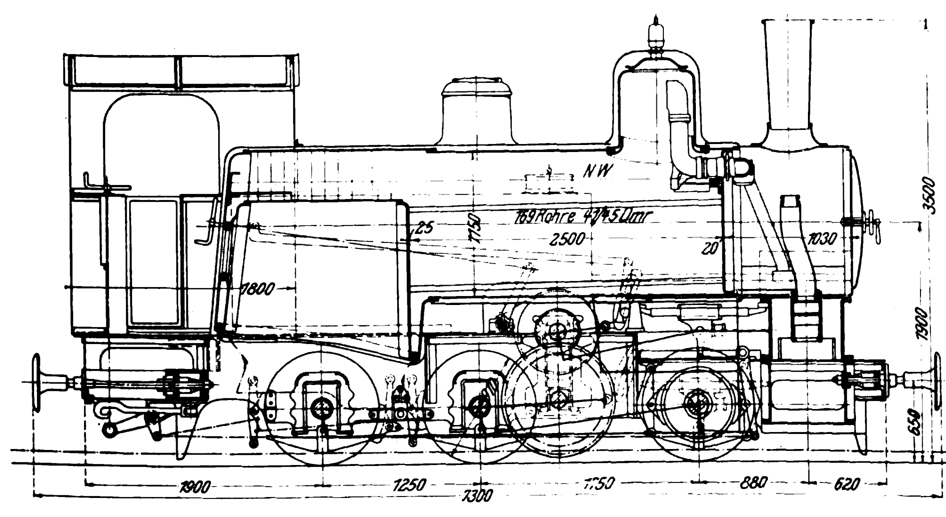
Spurweite	1000 mm
Zylinderdurchmesser	4 × 380 »
Kolbenhub	450 »
Treibraddurchmesser	910 »
Teilkreisdurchmesser des Zahntriebrades	860 »
Zahnradübersetzung	1 : 2,2
Radstände	1750 + 1350 = 3100 »
Dampfdruck	14 at
Rostfläche	1,3 qm
Heizfläche der Feuerbüchse 5,4 qm }	55,6 »
» » Rohre 50,2 » }	
Zahl der Heizrohre	160
Dmr. »	40/45 mm
Länge der »	2500 »
Wasserraum	2,8 cbm
Kohlenraum	800 kg
Leergewicht	23,5 t
Dienstgewicht	31 »

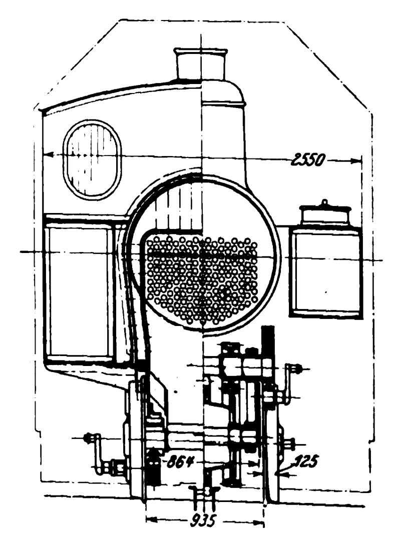
Alle vier Zylinder mit den zugehörigen Triebwerken liegen außerhalb des Rahmens, und zwar übereinander. Die oberen Zylinder treiben das Zahnradtriebwerk, die unten liegenden das Reibungstriebwerk. Zwischen beiden Zylindern sind Wechselschieber eingeschaltet, so daß die Lokomotive auf der Reibungsstrecke als Zwillings-, auf der Zahnradstrecke als Verbundmaschine arbeitet. Das Zahnradtriebwerk hat eine Uebersetzung von 1 : 2,2; es ergibt sich

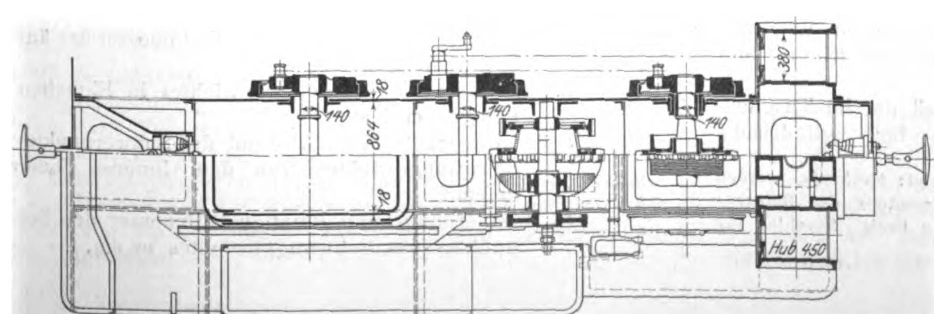
Fig. 206 bis 210.

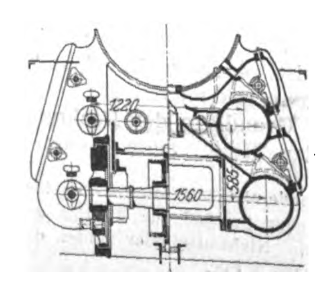
$^3/_3$-gekuppelte Reibungs- und Zahnradlokomotive der Schweizer Bundesbahnen, gebaut von der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik.











somit bei genau gleichen Zylinderabmessungen für beide Triebwerke ein Raumverhältnis der Zylinder von 1 : 2,2. Die beiden Zylinder für jede Lokomotivseite sind aus einem Stück gegossen und die beiden Gußstücke fest gegeneinander verschraubt. Die Triebwerke mit Heusinger-Steuerung liegen außen übersichtlich nebeneinander; beide werden gleichzeitig umgesteuert. Um das Zahnradtriebwerk beim Einfahren in die Zahnbahnstrecke unabhängig vom Reibungstriebwerk in Gang zu setzen, ist ein kleiner Hülfsregler vorgesehen, der Dampf in die Niederdruck-Schieberkasten einführt. Der Gang des Zahnradtriebwerkes wird dem Personal durch eine Signalscheibe kenntlich gemacht; es ist dies eine sehr zweckmäßige Maßnahme, da der Führer sonst beim Arbeiten des Reibungstriebwerkes nicht unterscheiden kann, ob und wie das Zahnradtriebwerk läuft.

Die Lokomotive ist ausgerüstet mit Friedmannschen Injektoren, 2 Friedmannschen Schmiervorrichtungen Klasse *GD* und einer Kernaulschen Schmiervorrichtung zur Reserve, Geschwindigkeitsmesser von Hasler und selbsttätiger Rauchverbrennung. An Bremseinrichtungen sind vorgesehen:

1) eine Handbremse für alle Treibachsen;
2) eine Dampfbremse, die mit oder ohne Zugbremse (selbsttätige Klosesche Dampfbremse) in Tätigkeit gesetzt werden kann;
3) eine Handbremse, die auf Rillenscheiben der Vorgelegewelle wirkt;
4) eine Hand-Zahnradbremse; das Bremszahnrad mit Rillenscheiben ist auf der vorderen Kuppelachse lose gelagert;
5) eine Gegendruckbremse. Damit bei Benutzung dieser Bremse die Reibräder nicht festgestellt werden, soll hierbei das Wechselventil auf Zwillingswirkung gestellt werden, da auf diese Art und Weise nicht nur das Reibungstriebwerk, sondern auch das Zahnradtriebwerk an der Bremsung teilnimmt.

Während die älteren Zwillings-Zahnradlokomotiven der Brünig-Bahn nur 38 t schleppten, befördert diese Lokomotive Züge von 50 t auf 120 vT Steigung mit 11 km Geschwindigkeit; es ergibt sich, wenn man den Widerstand der Lokomotive mit 10 kg/t in Rechnung setzt, eine Leistung von 397 PS, d. h. 7,1 PS für 1 qm bei 1,06 Umdrehungen der Reibräder bezw. 2,5 Umdrehungen der Vorlegewelle in der Minute. Diese Leistung ist außerordentlich hoch. Vergleichsweise sei erwähnt, daß die $^3/_4$-gekuppelten Zahnradlokomotiven für die Strecke Ilmenau-Schleusingen bei 56 t Dienstgewicht und 123 qm Heizfläche auf Steigungen von 60 vT mit 10 km Fahrgeschwindigkeit nur 135 t schleppen sollen. Diese Leistung ergibt nur 450 PS oder 3,66 PS auf 1 qm bei 0,9 bezw. 1,3 Umdrehungen. Die höhere Leistung der Brünigbahn-Lokomotive ist erreicht:

1) durch die Anwendung der Verbundwirkung;
2) durch die Einschaltung der Vorgelegewelle, die eine vergrößerte Umlaufzahl der Antriebmaschine ermöglicht;
3) durch die Anwendung von 14 at Dampfdruck an Stelle von 12 at;
4) durch das erheblich niedrigere Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche; letzteres beträgt bei der Lokomotive für Ilmenau-Schleusingen 1 : 58, bei der Brünigbahn-Lokomotive 1 : 48.

Einige weitere genau gleiche Lokomotiven sind inzwischen seitens der Berner Oberlandbahnen bei der Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Auftrag gegeben worden. Lokomotiven gleichen Systems, jedoch mit andrer Achsenanordnung haben die Appenzeller Straßenbahn und die Benguela-Bahn im Betrieb. Erstere ist als $^2/_4$-gekuppelte Lokomotive mit vorderer und hinterer Bissel-Achse, letztere als $^3/_4$-gekuppelte Lokomotive mit hinterer Laufachse ausgebildet. Die Hauptabmessungen beider Lokomotiven sind folgende:

Bahn		Benguela-Bahn	Appenzeller Straßenbahn
Bauart		$^3/_4$-gek.	$^2/_4$-gek.
Spurweite	mm	1067	1000
Zylinderdurchmesser	»	435	370
Kolbenhub	»	480	400
Treibraddurchmesser	»	1015	815
Teilkreisdurchmesser der Zahntriebräder	»	955	860
Radstand fest	»	3000	1080
» gesamt	»	4950	6080
Dampfdruck	at	14	14
Rostfläche	qm	1,864	1,26
Heizfläche der Feuerkiste	»	9,25	5,6
» » Rohre	»	79,0	57,9
» gesamt	»	88,25	63,5
Wasserraum	cbm	3,0	3,0
Kohlenraum	»	1,0	1,0
Leergewicht	t	37,4	26,0
Dienstgewicht	»	45,3	33,7
Reibungsgewicht	»	35,8	22,9
kleinster Krümmungshalbmesser	m	150	30
Betriebsleistung auf der Zahnradstrecke	t	163	50
	Steig.	1 : 16	1 : 11
	km/st	8	10
Leistung auf 1 qm feuerberührte Heizfläche	PS	4,4	5,5
bei Radumdrehungen der Vorgelegewelle in 1 sk		1,63	2,26

Vergleicht man die Leistungen der Brünig-, Appenzeller und Benguela-Lokomotive, so ergibt sich, daß man innerhalb der Umlaufzahlen der Vorgelegewelle von $u = 1,5$ bis 2,5 bei einem Verhältnis von Rostfläche zu Heizfläche von rd. 1 : 50 und 14 at Dampfdruck bei derartigen Zahnrad-Verbundlokomotiven die Leistung auf 1 qm feuerberührte Heizfläche zu rd. $2,6\,u$ PS annehmen kann. (Fortsetzung folgt.)

Die Durchbiegung rotierender Schraubenfedern.[1]

Im folgenden ist die Durchbiegung rotierender zylindrischer Schraubenfedern unter Berücksichtigung der Schwungkräfte ermittelt, die an der Federmasse selbst angreifen, und die bei den neueren schnell laufenden Reglern durchaus nicht mehr vernachlässigt werden dürfen.

Es sei vorweg bemerkt, daß die Rechnung auf eine Formel führt, die durchaus nicht unübersichtlich und verwickelt ist, sondern in einfachster Weise den Einfluß der Federmasse erkennen läßt.

Als Grundlage der Rechnung habe ich die im Taschenbuch der Hütte angegebenen Formeln für zylindrische Schraubenfedern benutzt, obwohl sie nach den in dieser Zeitschrift 1891 S. 1397 veröffentlichten Versuchsergebnissen namentlich für gedrückte Federn der Wirklichkeit nicht ganz entsprechen.

Es sei

r der Windungshalbmesser der Feder in cm,
d der Drahtdurchmesser in cm,
n die Windungszahl,
l die Länge der im stillstehenden Regler eingespannten Feder in cm,
R der unveränderliche Rotationshalbmesser des äußeren Federendes in cm,
M die Masse des Schwunggewichtes in Einheiten der Kilogramm-Masse,
s der unveränderliche Abstand des Schwerpunktes des Schwunggewichtes von dem inneren Federende in cm,
ϱ_0 der veränderliche Rotationshalbmesser des Schwerpunktes des Schwunggewichtes in cm,

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg.



Q der als unveränderlich angesehene Hebelrückdruck auf die Feder in kg,
dm_x die Masse des Federelementes an der Stelle x in Einheiten der Kilogramm-Masse,
x der Abstand des Federelementes dm_x vom äußeren Federende bei stillstehendem Regulator in cm,
$f(x)$ die Verschiebung des Federelementes dm_x bei rotierendem Regler in cm,
ϱ_x der Rotationshalbmesser des Federelementes dm_x bei rotierendem Regler in cm,
ϱ_1 der veränderliche Rotationshalbmesser des inneren Federendes in cm,
G der Gleitmodul des Federmateriales in kg/qcm,
γ das spezifische Gewicht des Federmateriales,
g die Beschleunigung der Schwere,
ω die Winkelgeschwindigkeit der Rotation.

Auf die rotierende Feder wirken 3 Gruppen von Kräften ein:

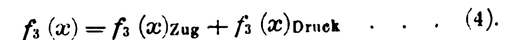
1) die Schwungkraft $M \frac{\varrho_0}{100} \omega^2$ der Schwungmasse,

2) der als unveränderlich angesehene Hebelrückdruck $-Q$,

3) über die ganze Feder verteilt die Einzel-Schwungkräfte der Federelemente, je $\varrho_x \omega^2 d m_x$.

Als zulässig habe ich angesehen, die Gesamtverschiebung $f(x)$ des Elementes dm_x durch sämtliche auftretenden Kräfte gleich der Summe der von den einzelnen Kräften an gleicher Stelle hervorgerufenen Verschiebungen anzusetzen, was in Gl. (1) ausgedrückt ist:

$$f(x) = f_1(x) + f_2(x) + f_3(x) \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$



$$f_3(x) = f_3(x)_{Zug} + f_3(x)_{Druck} \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Ein Federelement dm_x' zwischen 0 und x erfährt durch seine Schwungkraft die Verschiebung

$$f = \frac{\varrho_x'}{100} dm_x' \omega^2 \frac{64 \frac{n x'}{l} r^3}{d^4 G}.$$

Dieselbe Verschiebung erfährt der spannungslose Teil der Feder zwischen x' und l, so daß gesetzt werden kann:

$$d f_3(x)_{Zug} = \frac{\varrho_x'}{100} dm_x' \omega^2 \frac{64 \frac{n x'}{l} r^3}{d^4 G}$$

$$f_3(x)_{Zug} = \int_0^x \frac{\omega^2 \, 64 \, n \, r^3}{100 \, l \, d^4 \, G} \varrho_x x \, d m_x \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

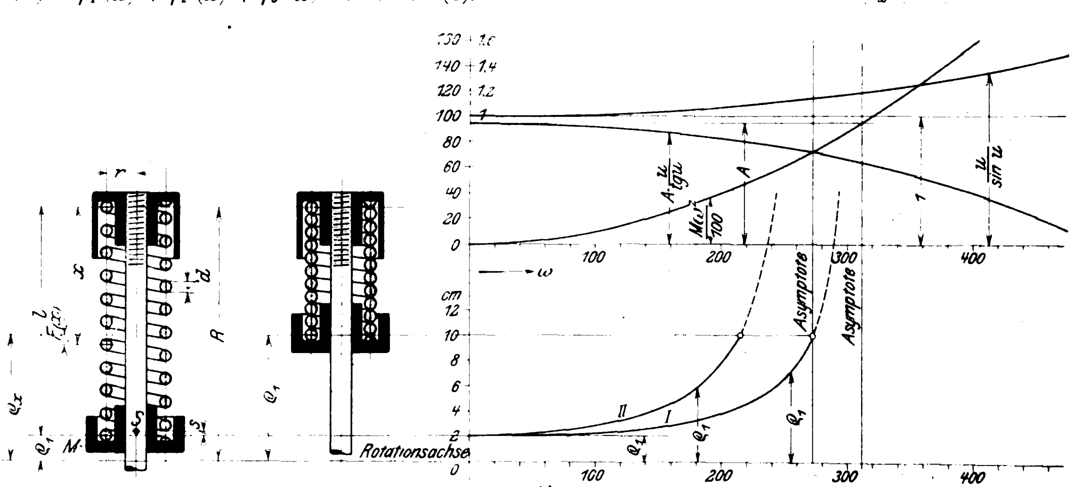
Ein Federelement dm_x'' zwischen x und l ruft bei x'' die Verschiebung hervor:

$$f = \frac{\varrho_x''}{100} dm_x'' \omega^2 \frac{64 \frac{n x''}{l} r^3}{d^4 G};$$

daher wird

$$d f_3(x)_{Druck} = \frac{x}{x''} \frac{\varrho_x''}{100} dm_x'' \omega^2 \frac{64 \frac{n x''}{l} r^3}{d^4 G}$$

$$f_3(x)_{Druck} = x \int_x^l \frac{\omega^2 \, 64 \, n \, r^3}{100 \, l \, d^4 \, G} \varrho_x \, d m_x \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$



Bestimmung von $f_1(x)$ und $f_2(x)$.

Nach der Formel der »Hütte« ist die Durchbiegung einer durch eine Einzelkraft P belasteten Schraubenfeder

$$f = \frac{64 \, n \, r^3}{d^4} \frac{P}{G}.$$

Hier ist
$$P = M \frac{\varrho_0}{100} \omega^2;$$

daher
$$f = \frac{64 \, n \, r^3}{d^4} \frac{M \frac{\varrho_0}{100} \omega^2}{G}$$

und
$$f_1(x) = f \frac{x}{l} = \frac{64 \frac{n x}{l} r^3}{d^4} \frac{M \frac{\varrho_0}{100} \omega^2}{G} \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Ebenso wird
$$f_2(x) = \frac{-64 \frac{n x}{l} r^3}{d^4} \frac{Q}{G} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Bestimmung von $f_3(x)$.

Die Verschiebung $f_3(x)$ wird von den Schwungkräften der Federelemente gleichzeitig in zweifacher Weise hervorgerufen. Die Federelemente zwischen 0 und x ziehen das Element dm_x radial nach außen, die Elemente zwischen x und l drücken dagegen das Element dm_x radial nach außen. Die Gesamtwirkung der ziehenden und drückenden Kräfte ist auch hier als die Summe der Wirkungen der einzelnen Kräfte angesehen:

Nach Gl. (4) bis (6) wird

$$f_3(x) = \frac{\omega^2 \, 64 \, n \, r^3}{100 \, l \, d^4 \, G} \left[\int_0^x \varrho_x x \, d m_x + x \int_x^l \varrho_x \, d m_x \right] \quad . \quad (7)$$

$$d m_x = \frac{n}{l} \, 2 r \pi \frac{d^2 \pi}{4} \, {}^1/_{1000} \frac{\gamma}{g} d x \quad . \quad . \quad (8).$$

Es ist zweckmäßig, die Konstanten zusammenzufassen; im folgenden sei daher gesetzt:

$$\frac{64 \, n \, r^3}{100 \, l \, d^4 \, G} \frac{n}{l} \, 2 r \pi \frac{d^2 \pi}{4} \, {}^1/_{1000} \frac{\gamma}{g} = c \quad . \quad . \quad (9)$$

$$\frac{l \, d^4 \, G}{64 \, n \, r^3} = k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10).$$

Aus Gl. (1) bis (3) und (7) folgt nun:

$$f(x) = \frac{1}{k} \left(M \varrho_0 \frac{\omega^2}{100} - Q \right) x + c \, \omega^2 \left[\int_0^x \varrho_x x \, dx + x \int_x^l \varrho_x \, dx \right] \quad (11);$$

zur Bestimmung von ϱ_x und ϱ_0 treten hinzu die Gleichungen:

$$\varrho_x = R - x + f(x) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

$$\varrho_0 = R - l + s + f(l) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13).$$

In Gl. (11) bis (13) ist die Aufgabe fest umschrieben. Es gilt nun, auf dieser Grundlage $f(x)$ und endlich $f(l)$ als Funktion der Winkelgeschwindigkeit ω zu ermitteln. Zunächst freilich ist ω als eine Konstante anzusehen.

Durch Einsetzen der Werte ϱ_x und ϱ_0 aus Gl. (12) und (13) in Gl. (11) erhält man:

$$f(x) = \frac{M\omega^2}{100\,k}(R - l + s + f(l))\,x - \frac{Q\,x}{k}$$
$$+ c\omega^2 \int_0^x x(R - x + f(x))\,dx + c\omega^2 x \int_x^l (R - x + f(x))\,dx \quad (14).$$

Durch Differentiation wird

$$f'(x) = \frac{M\omega^2}{100\,k}(R - l + s + f(l)) - \frac{Q}{k} + c\,\omega^2 x\,(R - x + f(x))$$
$$- c\,\omega^2 x (R - x + f(x)) + c\,\omega^2 \int_x^l (R - x + f(x))\,dx \quad (15).$$

Durch nochmalige Differentiation erhält man:

$$f''(x) = -\,c\,\omega^2 (R - x + f(x)),$$

oder in andrer Schreibart, wenn $f(x) = y$ gesetzt wird:

$$\frac{d^2 y}{d x^2} = -\,c\,\omega^2 (R - x + y) \quad . \; . \; . \quad (16)^{1)}.$$

Gl. (16) ist eine Differentialgleichung 2. Ordnung mit Störungsfunktion. Sie ist in bekannter Weise durch Lösung der Gleichung ohne Störungsfunktion und darauf folgende Variation der Konstanten zu behandeln.

Gl. (16) lautet ohne Störungsfunktion:

$$\frac{d^2 y}{d x^2} = -\,c\,\omega^2 y \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (17),$$

und hat die allgemeine Lösung:

$$y = e^{mx};$$

daher wird

$$\frac{d y}{d x} = m\,e^{mx}$$

$$\frac{d^2 y}{d x^2} = m^2 e^{mx}.$$

Nach Gl. (17) wird

$$m^2 e^{mx} = -\,c\,\omega^2 e^{mx} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (18)$$

$$m = \pm\, i\,\omega \sqrt{c},$$

daher

$$y = C_1 e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} + C_2 e^{-i\omega\sqrt{c}\,x} \quad . \; . \; . \quad (19).$$

Gl. (19) ist die Lösung der Differentialgleichung ohne Störungsfunktion (17). Die Störungsfunktion wird nunmehr dadurch berücksichtigt, daß jetzt C_1 und C_2 als Funktionen von x behandelt werden. Es wird dann

$$\frac{dy}{dx} = i\omega\sqrt{c}\,C_1 e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} - i\omega\sqrt{c}\,C_2 e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}$$
$$+ e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{d C_1}{dx} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{d C_2}{dx} \quad . \quad (20).$$

C_1 und C_2 können so bestimmt werden, daß die Bedingung erfüllt wird:

$$e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{d C_1}{dx} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{d C_2}{dx} = 0 \quad . \; . \quad (21).$$

Dann wird

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\,c\,\omega^2 C_1 e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} - c\,\omega^2 C_2 e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}$$
$$+ i\,\omega\sqrt{c}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{dC_1}{dx} - i\,\omega\sqrt{c}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{dC_2}{dx} \quad . \quad (22).$$

Wenn man y aus Gl. (19) und $\frac{d^2 y}{dx^2}$ aus Gl. (22) in Gl. (16) einsetzt, so erhält man:

$$+ i\,\omega\sqrt{c}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{dC_1}{dx} - i\,\omega\sqrt{c}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}\frac{dC_2}{dx}$$
$$= -\,c\,\omega^2 (R - x) \; . \; . \quad (23).$$

C_1 und C_2 sind nunmehr durch Gl. (21) und (23) bestimmt. Aus beiden Gleichungen folgt:

$$\frac{dC_1}{dx} = +\frac{i}{2}\,\omega\sqrt{c}\,(R - x)\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x} \quad . \; . \quad (24)$$

$$\frac{dC_2}{dx} = -\frac{i}{2}\,\omega\sqrt{c}\,(R - x)\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} \quad . \; . \quad (25).$$

Durch Integration wird

$$C_1 = \frac{-R}{2}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x} - \frac{i}{2\,\omega\sqrt{c}}\Big[i\omega\sqrt{c}\,x\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}$$
$$+ e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}\Big] + p \; . \; . \quad (26)$$

$$C_2 = \frac{-R}{2}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} - \frac{i}{2\,\omega\sqrt{c}}\Big[i\omega\sqrt{c}\,x\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}$$
$$- e^{+i\omega\sqrt{c}\,x}\Big] + q \; . \; . \quad (27).$$

Nach Gl. (19), (26) und (27) ergibt sich:

$$y = -R + x + p\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} + q\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,x} \quad . \quad (28).$$

Zur Ermittlung der Konstanten p und q dient die Bestimmung des Zustandes an den Federenden.

Am äußeren Federende $(x = 0)$ kann eine Verschiebung $y = f(x)$ nicht eintreten. Daher gilt die Gleichung

$$0 = -R + 0 + p\,e^0 + q\,e^0,$$

d. h.

$$p + q = R \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (29).$$

Die Federspannung am inneren Federende $(x = l)$ hält dem Angriff der Schwungmasse M und dem Hebelrückdruck Q das Gleichgewicht. Bei ruhendem Regler soll die Feder schon eine Verkürzung a erfahren haben. Die Durchbiegung des Federelementes am inneren Federende, die von der Verschiebung des Elementes wohl zu unterscheiden ist, beträgt dann

$$\frac{a\,dx}{l} + f'(l)\,dx.$$

Für das Federelement gilt nun die Gleichgewichtsbedingung

$$(R - l + s + f(l))\,M\frac{\omega^2}{100} - Q = \frac{G\,d^4}{64\,\frac{n\,dx}{l}\,r^3}\left(\frac{a\,dx}{l} + f'(l)\,dx\right) \quad (30).$$

Nach Gl. (28) wird

$$f(l) = -R + l + p\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} + q\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l} \quad . \; . \; . \quad (31)$$

$$f'(l) = 1 + p\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} - q\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l} \quad (32).$$

Durch Einsetzen von $f(l)$ aus Gl. (31) und $f'(l)$ aus Gl. (32) in Gl. (30) folgt:

$$(s + p\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} + q\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l})\,M\frac{\omega^2}{100} - Q$$
$$= \frac{G\,d^4\,l}{64\,n\,r^3}\left(\frac{a}{l} + 1 + p\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} - q\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}\right) \quad (33).$$

Aus den Gleichungen (29) und (33) sind p und q zu bestimmen. Es ergibt sich:

$$p = \frac{(s + R\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l})\,M\frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right) + R\,k\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}}{k\,i\,\omega\sqrt{c}\,(e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}) - M\frac{\omega^2}{100}(e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} - e^{-i\omega\sqrt{c}\,l})} \quad (34)$$

$$q = \frac{-(s + R\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l})\,M\frac{\omega^2}{100} + Q + k\left(\frac{a}{l} + 1\right) + R\,k\,i\,\omega\sqrt{c}\,e^{+i\omega\sqrt{c}\,l}}{k\,i\,\omega\sqrt{c}\,(e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}) - M\frac{\omega^2}{100}(e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} - e^{-i\omega\sqrt{c}\,l})} \quad (35).$$

Diese Werte sind nunmehr in Gl. (28) einzusetzen. Es folgt:

$$y = -R + x + \frac{\left(s\,M\frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right)\right)\frac{e^{+i\omega\sqrt{c}\,x} - e^{-i\omega\sqrt{c}\,x}}{2i} - R\,M\frac{\omega^2}{100}\,\frac{e^{i\omega\sqrt{c}\,(l-x)} - e^{-i\omega\sqrt{c}\,(l-x)}}{2i} + R\,k\,i\,\omega\sqrt{c}\,\frac{e^{i\omega\sqrt{c}\,(l-x)} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,(l-x)}}{2}}{k\,\omega\sqrt{c}\,\frac{e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} + e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}}{2} - M\frac{\omega^2}{100}\,\frac{e^{+i\omega\sqrt{c}\,l} - e^{-i\omega\sqrt{c}\,l}}{2i}} \quad (36)$$

und daraus mit Benutzung der Moivreschen Formeln:

$$y = f(x) = -R + x + \frac{\left(s\,M\frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right)\right)\sin\omega\sqrt{c}\,x - R\,M\frac{\omega^2}{100}\sin\omega\sqrt{c}\,(l - x) + R\,k\,\omega\sqrt{c}\cos\omega\sqrt{c}\,(l - x)}{k\,\omega\sqrt{c}\cos\omega\sqrt{c}\,l - M\frac{\omega^2}{100}\sin\omega\sqrt{c}\,l} \quad . \; . \; . \quad (37).$$

[1]) Gl. (16) ist identisch mit Gl. (19) in dem Aufsatz von Stodola, Z. 1899 S. 579.

Für die praktische Anwendung der Formel interessiert nur die Verschiebung $f(l)$ des inneren Federendes. Es wird:

$$f(l) = -R + l + \frac{\left(s M \frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right)\right) \sin \omega \sqrt{c}\, l + R k \omega \sqrt{c}}{k \omega \sqrt{c} \cos \omega \sqrt{c}\, l - M \frac{\omega^2}{100} \sin \omega \sqrt{c}\, l} \quad . \quad (38).$$

Setzt man

$$\omega \sqrt{c}\, l = u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39),$$

so wird

$$f(l) = -R + l + \frac{s M \frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right) + R \frac{k}{l} \frac{u}{\sin u}}{\frac{k}{l} \frac{u}{\operatorname{tg} u} - M \frac{\omega^2}{100}} \quad (40)$$

und

$$\varrho_{1II} = R - l + f(l) = \frac{s M \frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right) + \frac{R k}{l} \frac{u}{\sin u}}{\frac{k}{l} \frac{u}{\operatorname{tg} u} - M \frac{\omega^2}{100}} \quad (41).$$

Zum Vergleich sei die Rechnung ohne Berücksichtigung der Federmasse daneben gestellt. Es soll mit f der radiale Ausschlag der Schwungmasse bezeichnet werden, eine Größe, die dem bisherigen $f(l)$ entspricht. Dann gilt:

$$M \varrho_0 \omega^2 - Q = (a + f) \frac{d^4 G}{64 n r^3} = \frac{a + f}{l} k \quad . \quad . \quad (42)$$

$$\varrho_0 = R - l + s + f \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43),$$

daher

$$f = \frac{Q - M \frac{\omega^2}{100}(R - l + s) + \frac{a}{l} k}{M \frac{\omega^2}{100} - \frac{k}{l}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44)$$

$$\varrho_{1I} = R - l + f = \frac{s M \frac{\omega^2}{100} - Q - k\left(\frac{a}{l} + 1\right) + \frac{R k}{l}}{\frac{k}{l} - M \frac{\omega^2}{100}} \quad . \quad (45).$$

Ein Vergleich zwischen Gl. (41) und (45) läßt den Einfluß der Federmasse ohne weiteres erkennen. Er stellt sich dar in den beiden Faktoren $\frac{u}{\sin u}$ und $\frac{u}{\operatorname{tg} u}$, die man als Charakteristiken der Feder bezeichnen kann. Beide Größen sind in der Figur als Funktion von ω eingetragen. Es ist ersichtlich, daß bei geringen Umlaufzahlen sowohl $\frac{u}{\sin u}$ als auch $\frac{u}{\operatorname{tg} u}$ nahezu $= 1$ ist, daß daher diese Größen als Faktoren praktisch vernachlässigt werden können.

Wie groß bei hohen Umlaufzahlen der Einfluß der Federmasse wird, zeigt die Figur ebenfalls. Sie ist das Ergebnis der an einem praktischen Beispiel durchgeführten Rechnung. Es wurde dazu ein Regler von 1800 Uml./min normal gewählt, der in Heft 2 der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1907 beschrieben ist. Einzelne dort fehlende, aber für die vorliegende Rechnung erforderliche Größen wurden schätzungsweise hinzugefügt. Da hier nur die Art der Rechnung und der allgemeine Charakter der Kurven nachgewiesen werden soll, so sind kleine Abweichungen von den tatsächlichen Konstruktionsdaten ohne Belang.

Die den Kurven zugrunde liegenden Daten sind in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt.

$M = 0{,}097$	$n = 10$	$R = 20$ cm
$Q = 4{,}75$ kg	$G = 750\,000$	$l = 17{,}5$ »
$r = 2{,}31$ cm	$\gamma = 7{,}8$	$s = 0{,}5$ »
$d = 1{,}0$ »	$g = 9{,}81$	$a = 0{,}4$ »

$$\frac{k}{l} = \frac{G d^4}{64 n r^3} = 95$$

$$\omega \sqrt{c}\, l = \frac{\omega n r^2 \pi}{d} \sqrt{\frac{64 \cdot 2 \gamma}{4 \cdot 100 \cdot 1000\, G g}} = 0{,}00309\, \omega = u$$

$$\varrho_{1I} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}097 \frac{100}{\omega^2} - 4{,}75 - 95\,(0{,}4 + 17{,}5) + 20 \cdot 95}{95 - 0{,}097 \frac{\omega^2}{100}}$$

$$\varrho_{1II} = \frac{0{,}5 \cdot 0{,}097 \frac{100}{\omega^2} - 4{,}75 - 95\,(0{,}4 + 17{,}5) + 20 \cdot 95 \frac{u}{\sin u}}{95 \frac{u}{\operatorname{tg} u} - 0{,}097 \frac{\omega^2}{100}}$$

Zahlentafel.

ω	u	$\frac{u}{\sin u}$	$\frac{u}{\operatorname{tg} u}$	ϱ_{1I}	ϱ_{1II}
50	0,1545	1,004	0,992	2,105	2,21
100	0,3090	1,016	0,951	2,34	2.84
150	0,4635	1,037	0,927	2,81	4,16
160	0,4944	1,042	0,918	2,96	4,60
170	0,5253	1,048	0,907	3,12	5,16
180	0,5562	1,054	0,895	3,37	5,84
190	0,5871	1,060	0,883	3,55	6,70
200	0,6180	1,067	0.870	3,82	7,85
210	0,6489	1,074	0,856	4,14	9,28
220	0,6798	1,082	0,841	4,53	11,36
230	0,7107	1,090	0,825	5,05	14,46
240	0,7416	1,098	0,810	5,69	19,30
250	0,7725	1,107	0,793	6,55	29,05
400	1,236	1,309	0,431	—	—
503	1,554	1,554	0	—	—

Halle a. S. Johannes Lüttmann, Dipl.-Ing.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. Juni und 2. Juli 1907

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 1. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Rasch. Schriftführer: Hr. Dubbel.

Anwesend 44 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder J. Savelsberg, C. Venator und E. Schmölder-Heckmann, deren Andenken die Anwesenden durch Erheben von den Sitzen ehren.

Nachdem die auf der Tagesordnung der 48. Hauptversammlung stehenden Vorlagen beraten worden sind, spricht Hr. Weiß über Bewegungsverhältnisse und Antriebart bei Kraftwagen.

Der Vortragende untersucht an Hand von Betrachtungen über die Rollbewegung elastischer Räder und über ihre Gleit- und Reibverhältnisse allgemein den Einfluß der Antriebart und des Bremsens auf das Verhalten eines vier- und sechsrädrigen, als Massenvereinigung betrachteten Motorwagens während der Fahrt, insbesondere die Mittel zum Verhindern der seitlichen Schleuderbewegungen. Er kommt dabei zu dem Schluß, daß es hinsichtlich des Schleuderns am vorteilhaftesten ist, das mittlere Räderpaar an einem sechsrädrigen Wagen anzutreiben und zu bremsen, während gleichzeitig das vordere und das hintere Räderpaar gelenkt werden.

Sitzung vom 5. Juni 1907.

Vorsitzender: Hr. Rasch. Schriftführer: Hr. Dubbel.

Anwesend 45 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Rummel über Turbogebläse, Bauart Brown-Boveri-Rateau.

Der Vortrag wird demnächst veröffentlicht werden.

Es werden dann einige Vorlagen von der Tagesordnung der bevorstehenden 48. Hauptversammlung beraten. Auch nimmt die Versammlung Stellung zu der Frage einer internationalen Ausstellung in Berlin, und zwar lehnt sie eine solche ab.

Eingegangen 22. Mai 1907.

Frankfurter Bezirksverein.

Sitzung vom 30. Januar 1907.

Vorsitzender: Hr. Rißmann. Schriftführer: Hr. Dippel

Anwesend 220 Mitglieder und Gäste.

Hr. Ed. Hofweber aus Zürich (Gast) spricht über die Dampfturbinen mit besonderer Berücksichtigung der Zoelly-Turbine[1]).

Sitzung vom 17. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Rißmann. Schriftführer: Hr. Dippel.

Anwesend 162 Mitglieder und Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Dr. J. Hanauer über die Systematik der Ingenieurwissenschaften, insbesondere eine rationelle Signierung von technischen Zeichnungen.

Alsdann wird der Antrag des Ruhr-Bezirksvereines betr. Zerlegung der Zeitschrift[2]) erörtert.

Eingegangen 12. Juni 1907.

Karlsruher Bezirksverein.

Sitzung vom 13. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Lindner. Schriftführer: Hr Keilig.

Anwesend 18 Mitglieder und 2 Gäste.

Nach Erledigung der geschäftlichen Angelegenheiten spricht Hr. Lindner über die Ergebnisse von Taylors Versuchen mit Schnellstahl[3]).

Besichtigung der Baumwoll-Spinnerei und -Weberei in Ettlingen am 27. Mai 1907.

An dem Ausflug beteiligten sich 60 Mitglieder und Gäste, und zwar 40 Herren und 20 Damen. Die Lokalbahn führte die Gesellschaft in einem Sonderzuge bis zur Weberei im Albtal oberhalb Ettlingen. Die Direktoren Hummel und Bäuerle übernahmen die Führung durch alle Zweige des umfangreichen Betriebes der Weberei, Appretur und Spinnerei, wobei die Arbeitsvorgänge ausführlich erläutert wurden.

An die Besichtigung schloß sich ein Abendessen an.

Eingegangen 4. Juli 1907.

Leipziger Bezirksverein.

Sitzung vom 23. April 1907.

Vorsitzender: Hr. C. H. Jäger.

Anwesend 27 Mitglieder und 6 Gäste.

Nach Erledigung der Vereinsangelegenheiten hält Hr. C. Matschoß (Gast) einen Vortrag: Zur Geschichte der Dampfmaschinenindustrie[4]).

Eingegangen 15. Juni 1907.

Niederrheinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 6. Mai 1907 in Düsseldorf.

Vorsitzender: Hr. Körting. Schriftführer: Hr. Goll.

Anwesend 120 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der beiden im vorigen Monat verstorbenen Mitglieder Achilles Dreher in Gerresheim und Emil Schmölder in Rheydt.

Achilles Dreher, Besitzer einer bedeutenden Draht- und Drahtstiftefabrik in Gerresheim, ist am 15. April, am Vorabend der Vollendung seines 59. Lebensjahres, verschieden. Mit tüchtigen technischen und kaufmännischen Kenntnissen ausgerüstet hat er über ein Menschenalter sein Werk geleitet und es auf seine jetzige Höhe gebracht. Seinen Untergebenen war er stets ein wohlwollender und gerechter Herr und durch seine rastlose Tätigkeit, seine Umsicht und Tatkraft ein Vorbild. Neben seiner geschäftlichen Tätigkeit hat er sich auch dem Dienst seiner Vaterstadt gewidmet. Ein arbeitreiches Leben ist mit ihm dahingegangen, und alle, die ihm näher standen, haben viel an ihm verloren.

Emil Schmölder wurde am 17. Juni 1867 als Sohn des verstorbenen Spinnereibesitzers Kommerzienrat Karl Schmölder zu Rheydt geboren. Nach Absolvierung der Oberrealschule zu St. Goarshausen besuchte er das Technikum Winterthur (Schweiz) und hielt sich dann zur weiteren Ausbildung in Lancashire (England) auf, um sich für den Eintritt in die elterliche Baumwollspinnerei, deren technische Leitung er am 1. Januar 1895 übernahm, vorzubereiten. Mit seinem Vater und zwei Brüdern arbeitete er bis zum 1. Juli 1905 zusammen, um dann eine große eigene Baumwollspinnerei in Rheydt zu errichten. Emil Schmölder, ein Mann zäher Energie, konnte die Freude an seinem Werke nicht genießen; ein Herzleiden machte diesem hoffnungsvollen Leben nach dreimonatigem schwerem Krankenlager ein Ende. Seine Gattin, mit der er nur 5 Jahre in glücklicher Ehe verbunden war, drei Töchter und ein Söhnchen betrauern den zu früh Verschiedenen.

Die Versammlung ehrt das Andenken der Verstorbenen durch Erheben von den Sitzen.

Nachdem die auf der Tagesordnung der 48. Hauptversammlung stehenden Fragen erörtert worden sind, spricht Hr. Blumberg über ein neues Schneidverfahren mit Sauerstoff.

Die Deutsche Oxhydric-Gesellschaft in Eller bei Düsseldorf hat ein Schneidverfahren mit Sauerstoff unter patentamtlichen Schutz stellen lassen und seit September 1905 auf den Markt gebracht, das sich in diesem verhältnismäßig kurzen Zeitraume ganz hervorragend eingeführt und eine Umwälzung der Arbeitweise in einer ganzen Reihe von Betrieben hervorgerufen hat. Daß man infolge der oxydierenden Eigenschaft des Sauerstoffes ein Loch in eine eiserne Platte brennen kann, ist seit einer langen Reihe von Jahren bekannt. Dem Köln-Müsener Bergwerks-Aktien-Verein zu Creuzthal ist seit dem 26. Mai 1901 ein Verfahren patentiert, welches dazu dient, Versetzungen an Hochofenabstichen mittels eines starken Sauerstoffstromes aufzuschmelzen[1]). Mit demselben Verfahren läßt sich auch in wenigen Minuten ein großes Loch durch einen starken Eisenblock schmelzen. Um dies auszuführen, bedient man sich eines einfachen Brenners. In einem Gasrohr, das zur Zuleitung von Heizgas dient, ist ein engeres Rohr zur Zufuhr von Sauerstoff angebracht; die Mischung der beiden Gase zum Zwecke der Vorwärmung findet unmittelbar am Ausgang der Düse statt. Es wird nun zunächst an der Stelle, wo das Loch gebrannt werden soll, durch ein Gemisch von Heizgas und Sauerstoff eine Schmelzung eingeleitet; nach Eintritt der Schmelzung wird der Heizgasstrom unterbrochen, und dem Brenner entströmt nunmehr reiner Sauerstoff, der das Eisenstück durchbohrt. Der Druck des ausströmenden Sauerstoffstromes ist bei diesem Verfahren so hoch bemessen, daß er imstande ist, die geschmolzenen Eisenmassen zu entfernen, so daß der Sauerstoffstrom stets neue Eisenmassen findet. Tritt durch irgend einen Zufall eine Abnahme des Druckes ein, so setzt die Schmelzung aus, und es muß von neuem vorgewärmt werden. Von einer bestimmt begrenzten Abmessung des entstandenen Loches kann bei dieser Einrichtung keine Rede sein, da erstens der Sauerstoffstrom durch zu weite Düsen ausströmt und dann mit einer solchen Gewalt auf das Eisen trifft (bis zu 50 at), daß er sich irgend einen Ausweg bahnen muß; indessen den Zwecken des Köln-Müsener Patentes, z. B. einen versetzten Hochofenabstich rasch zu öffnen, entspricht das Verfahren vollkommen. Die wesentlichen Unterschiede zwischen dem Oxhydric-Verfahren und dem Köln-Müsener Verfahren bestehen in der Trennung des Vorwärmens vom Sauerstoffstrahl, in der ununterbrochenen Vorwärmung und darin, daß bei dem Oxhydric-Verfahren das zu schneidende Eisen lediglich auf Oxydationstemperatur gebracht wird, nicht aber, wie bei dem Köln-Müsener Verfahren, eine »Schmelzung« bezweckt wird.

Der technische Erfolg des Oxhydric-Verfahrens liegt in dem völlig glatten, beliebig langen, ununterbrochenen und genauen Schnitt. Die Deutsche Oxhydric-Gesellschaft hat zu dem Zweck eine besondere Düsenanordnung geschaffen, die einen ununterbrochenen Schnitt von größter Sauberkeit und Genauigkeit auszuführen ermöglicht. Die vordere, nach hinten geneigte Düse dient zur Vorwärmung des Arbeitstückes an der Schnittstelle und wird gewöhnlich durch ein Gemisch von Sauer- und Wasserstoff gespeist; die hintere, senkrecht zum Arbeitstück gerichtete Düse dagegen steht nur mit dem Sauerstoffventil in Verbindung, und durch sie wird der Schnitt ausgeführt. Der erforderliche Druck wird an einem in die Armatur der Sauerstoffflaschen eingeschalteten Meßgerät vorher eingestellt. Die Richtung der vorderen Düse ist so gewählt, daß das ihr entströmende Gasgemisch möglichst dieselbe Stelle des zu schneidenden Stückes erwärmt, auf welche der Sauer-

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 693.

[2]) s. Z. 1907 S. 1481.

[3]) s. Z. 1907 S. 1070.

[4]) Der Vortrag ist seinem wesentlichen Inhalt nach in Nr. 13 der Sitzungsberichte des Leipziger Bezirksvereines veröffentlicht.

[1]) s. Z. 1904 S. 1353.



stoffstrom trifft; letzterer findet also das Arbeitstück bei seinem Aufprallen stets genügend vorgewärmt, und der Schnitt geht infolgedessen ununterbrochen bis zu seiner Fertigstellung vor sich. Bezüglich der Geschwindigkeit des Schnittes ist ein Anhaltpunkt leicht gefunden; in demselben Maße, wie sich die Oxydation des Eisens vollzieht, muß auch der Schnitt vorwärtsschreiten. Um einen genau abgegrenzten Schnitt zu erhalten, ist es unumgänglich nötig, diese Geschwindigkeit einzuhalten. Es ist dies bei einiger Uebung des Arbeiters durchaus nicht schwer und in wenig Stunden zu erlernen. Ein mit der richtigen Geschwindigkeit ausgeführter Schnitt hat das saubere Aussehen eines Scherenschnittes und bedarf keiner späteren Nacharbeit.

Man sollte nun annehmen, daß das Material an der Schnittfläche durch den Sauerstoff stark angegriffen würde; dies ist jedoch keineswegs der Fall. Bis auf höchstens 1/4 mm Abstand von der Schnittkante behält das Material des Arbeitstückes seine ursprüngliche chemische Zusammensetzung bei; auch die physikalischen Eigenschaften bleiben dieselben.

Die Schnitte, die sich mit dem Verfahren ausführen lassen, erstrecken sich auf eiserne Gegenstände bis 300 mm Stärke. Bis zu 50 mm Dicke läßt sich eine Genauigkeit von 1 mm erzielen, bei 50 bis 200 mm Stärke 2 mm und über 200 mm 2 bis 4 mm. Ebenso wie der Genauigkeitsgrad mit der Dicke des zu schneidenden Arbeitstückes abnimmt, nimmt die Breite des Schnittes zu, so daß sie entsprechend der Wandstärke zwischen 2 und 5 mm schwankt. Wichtig ist es, daß sich hartes Material ebenso gut und auch so billig schneiden läßt wie weiches, und in diesem Umstand ist gerade ein Hauptvorteil des Verfahrens zu sehen. Der Redner erinnert hierbei an die kostspielige und langwierige Bearbeitung von Panzerplatten, die sich mit dem Sauerstoff-Schneidverfahren in 15- bis 20fach kürzerer Zeit bewerkstelligen läßt als bisher. Infolge der geringen Erwärmung treten Materialspannungen nicht auf; durch Stanzen und Scherenschnitte dürften viel eher Spannungen verursacht werden.

Um ein Bild der Kosten des Sauerstoff-Schneidverfahrens zu geben, teilt der Redner mit, daß das Abschneiden eines Bleches von 20 mm Stärke auf 1 m Länge etwas über 1 ℳ kostet; es ist dabei ein Preis von 1 ℳ/cbm für Wasserstoff und von 3 ℳ/cbm für Sauerstoff zugrunde gelegt.

Zur Ausführung der einzelnen Arbeiten hat die Deutsche Oxhydric-Gesellschaft eine Anzahl Sondermaschinen entworfen, von denen der Redner eine Rohrschneidmaschine, eine Stutzenschneidmaschine, eine Mannlochschneidmaschine, eine Plattenschneidmaschine, eine Universal-Handschneidmaschine und eine Nietkopfschneidmaschine erläutert.

Ferner werden eine Anzahl Beispiele aus der Praxis besprochen, bei denen das Verfahren mit Erfolg benutzt werden kann und auch schon benutzt ist. Wie aus diesen Ausführungen hervorgeht, ist das Anwendungsgebiet des Sauerstoff-Schneidverfahrens überaus groß; es wird heute von 250 bis 300 Firmen ausgeführt, unter denen sich auch die Marinebehörden und eine große Anzahl Eisenbahnwerkstätten befinden.

Es macht nunmehr Hr. v. Bavier Mitteilungen über die Entwicklung der Kohlenerzeugung; s. die folgenden Zahlentafeln.

Kohlenförderung in 1000 t.

Länder	1890	1900	1902	1904	Zunahme in vH seit 1890
Ver. Staaten von Nordamerika [1])	143 121	244 652	273 586	350 000 [2])	145
Großbritannien [1])	181 614	228 795	230 739	232 412	28
Deutschland [1])	89 291	149 788	150 600	169 194	89
Deutschland (Steinkohlen allein)		109 290	107 473	120 694	
Oesterr.-Ungarn [1])	27 504	39 108	39 480	41 000 [2])	49
Frankreich [1])	26 083	33 404	29 997	34 500 [2])	32
Belgien (nur Steinkohle)	20 366	23 463	22 877	25 000 [2])	23
Rußland (nur Steinkohle)	6 015	16 072	15 503	18 000 [2])	199

[1]) einschl. Braunkohle. [2]) schätzungsweise.

Wert der Steinkohlenförderung 1880 bis 1904 in Millionen ℳ.

	1880	1890	1900	1904
Deutsches Reich	245,665	538,044	966,065	1 034,000
Preußen	210,617	479;524	878,251	948,349

Wie bekannt, wird der größte Teil der preußischen Steinkohlenförderung durch das Kohlensyndikat in Essen geregelt und beherrscht. Die Beteiligungsziffer der sämtlichen zum Kohlensyndikat gehörenden Zechen (Syndikatzechen und Hüttenzechen) betrug im Jahr 1904 73 156 633 t, im Jahr 1905 75 525 327 t, d. i. die Menge ausschließlich Selbstverbrauch der Hüttenzechen und Gesellschaften.

Die Förderung aller heutigen Syndikatzechen betrug 1904 nach amtlichen Angaben 67 627 492 t Steinkohlen, der nicht zum Syndikat gehörenden Zechen des Ruhrbeckens 1 199 877 t, so daß die Förderung des Ruhrbeckens 68 827 369 t betrug. Die Summe des Anlagekapitals oder Aktienkapitals und der Betrag der Anleihen und Grundschulden der 87 Gewerkschaften und Aktiengesellschaften, welche seit 1. Januar 1905 zum Syndikat gehören, belief sich 1904 unter Berücksichtigung des niedrigsten Kursstandes des genannten Jahres auf über 1 1/2 Milliarden ℳ. Dieser Wert ist seitdem noch bedeutend gestiegen.

Aus der ganzen Sachlage geht ohne weiteres hervor, daß der Einfluß des Kohlensyndikates auf den Kohlenbergbau und seine Entwicklung sehr groß sein muß.

Ein neuer Syndikatvertrag ist an die Stelle des alten vom Jahr 1895 getreten, der zum 1. Oktober 1904 gekündigt worden war. Der abgelaufene Vertrag begünstigte die technische Entwicklung der Grubenanlagen ganz besonders dadurch, daß er jeder Bergbaugesellschaft oder Gewerkschaft eine Erhöhung der Beteiligungsziffer unter der Bedingung gestattete, daß eine entsprechend leistungsfähige neue Schachtanlage geschaffen wurde. Eine Befahrungskommission stellte die Leistungsfähigkeit fest. Zum Teil diesem Umstand ist die Entstehung der überaus großartigen Betriebsanlagen des Ruhrkohlengebietes zu verdanken. Der neue, seit 1904 gültige Syndikatvertrag hat diese Bedingung für Vergrößerung der Beteiligungsziffer geändert; es muß seitdem durch Ankauf und ganzes oder teilweises Stillegen einer andern Zeche die Erhöhung der Beteiligungsziffer erlangt werden.

Unter den großartigen Schachtanlagen des Revieres ist die Zeche Neumühl diejenige mit der größten Belegschaft auf einer einzigen Doppelschachtanlage, nämlich 5000 Mann. Es ist klar, daß dort auch die Tagesanlagen und besonders die maschinellen Einrichtungen ganz besonders leistungsfähig sein müssen. So besitzt die Zeche zum Beispiel den leistungsfähigsten Luftkompressor aller Bergwerke Europas, und der Ventilator zur Bewetterung der ganzen Grube ist, wenn man außer der geförderten Luftmenge von annähernd 10 000 cbm/min den hohen Unterdruck von rd. 400 mm Wassersäule in Betracht zieht, der stärkste überhaupt bekannte.

Im Anschluß hieran berichtet Hr. Vogel über die Steigerung der Aluminiumerzeugung in den Vereinigten Staaten, die im Verhältnis zur Steigerung der Kohlenerzeugung geradezu riesenhaft zu nennen ist.

Die Aluminiumerzeugung in den Vereinigten Staaten von Amerika betrug:

im Jahr	1883	38 kg
» »	1885	129 »
» »	1890	27 820 »
» »	1900	3 246 000 »
» »	1905	4 540 000 »
» »	1906	9 080 000 »

Eingegangen 20. Juli 1907.

Bezirksverein an der niederen Ruhr.

Sitzung vom 6. Februar 1907.

Hr. Köster spricht über Turbo- und Kolbenkompressoren.

Der Redner gibt zunächst eine Uebersicht über die Entwicklung der Kolbenkompressoren in den letzten Jahrzehnten und weist darauf hin, daß Kompressoren in der gegenwärtigen Ausführungsform als Verbundkompressoren mit Antrieb durch Verbunddampfmaschinen für 1 cbm angesaugte und auf 6 at komprimierte Luft 0,6 bis 0,7 kg Dampf beanspruchen, und daß dieser Dampfverbrauch bei Ueberhitzung und dreistufiger Dampfausnutzung sogar bis auf 0,45 bis 0,5 kg für 1 cbm angesaugte Luft zurückgeht. Ebenso sind hinsichtlich des Platzbedarfes erhebliche Fortschritte dadurch gemacht worden, daß man zu gleichen Verhältnissen und Geschwindigkeiten wie bei Betriebsmaschinen übergegangen ist. Auf einem Raum von 6 × 12 m, welcher vor 15 bis 20 Jahren für einen Kompressor von 2000 cbm Stundenleistung reichte, bringt man jetzt einen Kompressor von 10 000 cbm Stundenleistung unter. Auch die Anschaffungskosten, bezogen auf die Luftmenge, sind ganz erheblich zurückgegangen.

Der Redner geht sodann auf die Frage ein, welche Fortschritte

noch von den Kolbenkompressoren zu erwarten sind, und stellt bezüglich des Luftkompressionsvorganges fest, daß das Verhältnis der theoretischen Diagrammflächen zweistufiger adiabatischer Kompression zu den wirklichen Diagrammflächen eines Verbundkompressors 1 : 0,95 ist, was einen Wirkungsgrad von 95 vH bedeutet. Das theoretische Diagramm ergibt für 1 PS ein Saugvolumen von 12 cbm, während ausgeführte Kompressoren bis zu 11,5 cbm aufweisen. Auch aus diesem Verhältnis ergibt sich ein Wirkungsgrad von 95 bis 96 vH. Vergleicht man dagegen die wirklichen Diagramme mit den Diagrammen der isothermischen Kompression, so ist das Verhältnis 82,8 : 100. Die Gründe, warum sich der Kompressionsprozeß nicht ideal, also mit 100 vH Wirkungsgrad, vollzieht, liegen in der Erwärmung der Luft, der Unmöglichkeit vollkommener Kühlung und den Reibungswiderständen beim Einsaugen und Fortdrücken der Luft.

Durch mehrstufige Kompression und Zwischenkühlung kann man den durch die Erwärmung der Luft bedingten Arbeitsaufwand verringern, aber zugleich wächst damit der durch die Reibung bedingte Arbeitsaufwand, so daß für die Kompression von 1 at abs. auf 7 at abs. die zweistufige Kompression mit vollkommener Rückkühlung als die günstigste zu betrachten ist. Der Redner weist dies an Hand von Diagrammen der vierstufigen Kompression und an Hand graphischer Darstellungen über vielstufige Kompression nach und betont, daß schon von dreistufiger Teilung ab die Reibungswiderstände mehr zunehmen als die Ersparnisse infolge mehrfacher Kühlung, so daß die vielstufige Kompression bei einem Gesamtkompressionsverhältnis von 1 : 7 gegenüber der zweistufigen keine Vorteile, sondern Nachteile bringt.

Bezüglich des Triebwerkes weist der Redner nach, daß der mechanische Wirkungsgrad eines Verbundkompressors, bei dem die Dampfkolben mit den Luftkolben durch gemeinschaftliche Kolbenstangen verbunden sind, bis zu 92 vH beträgt, somit demjenigen einer Betriebsdampfmaschine gleichkommt. Er begründet diesen hohen mechanischen Wirkungsgrad, indem er darauf hinweist, daß die Mehrreibung der beiden Luftkolben ausgeglichen wird durch die Ersparnis an Reibungsarbeit in den Lagern, weil erstens ein großer Teil der Dampfarbeit unmittelbar von den Dampfkolben auf die Luftkolben übertragen wird, somit keine Reibung in den Gelenken erzeugt, und weil zweitens die hin- und hergehenden Massen im ersten Hubteil einen erheblichen Teil der Dampfarbeit aufnehmen und im zweiten Hubteil für die Kompression der Luft wieder hergeben, ein Vorgang, der gleichfalls keine Reibung in den Gelenken erzeugt.

Was nun den Dampfverbrauch der Dampfzylinder anbetrifft, so kann man dieselben Verbesserungen wie bei Betriebsdampfmaschinen erwarten, und wenn die letzteren in den Größen von 100 bis 1000 PS, die für Kompressoren namentlich in Betracht kommen, erfolgreich den Wettbewerb der Turbine ausgehalten haben, so dürfte dies für den Kolbenkompressor in gleichem Maße zutreffen.

Der Redner geht sodann auf einen Vergleich zwischen Kolbenkompressor und Turbokompressor ein und weist darauf hin, daß die Vorteile der Dampfturbine nicht für den Turbokompressor zutreffen. Der Vorteil gleichbleibender Dampftemperaturen, der bei der Turbine den Mangel der Undichtheit ausgleicht, fällt beim Turbokompressor fort. Jede Dampfreibung erzeugt Wärme, die der Turbine zu Nutze kommt, wogegen im Turbokompressor jede Reibung schädlich ist und den Arbeitsaufwand erhöht.

Hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit gibt der Redner zunächst eine Zusammenstellung der Betriebskosten für einen Kolbenkompressor von 7000 cbm/st Leistung. Die Gesamtkosten für Dampf, Oel, Putzwolle, Kühlwasser, Wartung, Abschreibung und Verzinsung belaufen sich auf 80 000 *M* bei 7200 Betriebstunden. In dieser Summe sind 60 500 *M* für Dampf und 2900 *M* für Kühlwasser enthalten. Für die Turbine liegen entsprechende Einzelwerte nicht vor, doch lassen sich die Dampf- und Wasserverbrauchkosten an Hand der bisherigen Veröffentlichungen feststellen. Der Redner verweist auf seinen Aufsatz in »Glückauf« 1906, in welchem nachgewiesen ist, daß bei gleichen Luft- und Dampfverhältnissen ein Turbokompressor 35 vH mehr Dampf braucht als ein Kolbenkompressor. Ferner braucht gemäß den bisherigen Veröffentlichungen in der Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen der Turbokompressor 1,5 mal so viel Kühlwasser wie ein Kolbenkompressor. Danach ergibt sich in dem angeführten Beispiel

für den Turbokompressor der Dampfverbrauch zu 60 500 · 1,35 =	81 600 *M*
der Wasserbrauch stellt sich auf	4 300 »
für Oel, Putzmaterial und Reparaturen werden angenommen und	900 »
für Abschreibung und Verzinsung der gesamten Anlage und des Gebäudeanteils	14 000 *M*
dann ergeben sich die gesamten Betriebskosten eines Turbokompressors von 7000 cbm Stundenleistung und 7200 Betriebstunden zu	100 800 »

wobei die höheren Betriebskosten der Turbinenkondensation noch nicht berücksichtigt sind.

Der Redner erläutert sodann den großen Unterschied im Dampfverbrauch infolge der verschiedenen Wirkungsweise der beiden Kompressorsysteme. Er geht dann auf die Dampfregelung über und weist darauf hin, daß bei den Turbokompressoren der Dampfdruck nicht wie bei den Kolbenkompressoren vor der Maschine, sondern hinter dem Regulierventil gemessen wird, und daß beim Turbokompressor die Turbine stets so ausgeführt werden muß, daß sie bei dem geringsten vorkommenden Dampfdruck noch die volle Luftarbeit leistet, so daß dann bei hohem Dampfdruck stets mit Drosselung gearbeitet werden muß. Auch die Regelung der Luftmenge durch Drosselung sei unvorteilhaft, weil die Drosselung in der Saugleitung nicht den vollen Druck der Atmosphäre auszunutzen gestatte, während bei Drosselung in der Druckleitung die großen Reibungsverluste trotz der verringerten Luftmenge fast ganz erhalten blieben, der Wirkungsgrad also noch schlechter würde; denn der Turbokompressor müsse auch bei geringster Luftmenge die festgesetzte Umlaufzahl inne halten, um den nötigen Luftdruck zu erzeugen.

Sodann bespricht der Redner die Schleuderkompressoren und weist darauf hin, daß Rateau an dem Kompressor zu Béthune einen Wirkungsgrad von 66,3 vH, bezogen auf die adiabatische Kompression, erreicht hat. Der noch über der Adiabate liegende Kraftbedarf von 33,7 vH ist durch die Reibung der Luft in sich, an den Flügeln und an der Gehäusewandung hervorgerufen; denn eine andre Ursache dafür, daß die Temperaturerhöhung noch diejenige der adiabatischen Kompression um 50 vH übersteigt, ist nicht vorhanden. Um klar zu sehen, ist es notwendig, zwischen der Arbeit zu unterscheiden, die für die Kompression aufzuwenden ist, und der, welche für diese Reibung bedingt wird. Die für den eigentlichen Kompressionsvorgang aufzuwendende Arbeit läßt sich durch Kühlung vermindern, und in dem Maße, wie die Kompressionskurve von der Adiabate nach der Isotherme rückt, wird diese Arbeitsmenge geringer; dagegen hat die für Luftreibung aufzuwendende Arbeit nichts mit der Kühlung zu tun und läßt sich auch nicht durch bessere Kühlung verringern. Der Gesamtwirkungsgrad des Turbokompressors kann nur besser werden, wenn der Wirkungsgrad des Luftkompressionsvorganges verbessert wird, und letzterer läßt sich nur dann erheblich steigern, wenn die Luftreibung ganz bedeutend vermindert wird. Was man durch Kühlung erreichen kann, ist in der zweiten, durch Versuche bekannt gemachten Ausführung nahezu erreicht worden. Die etwa in dieser Richtung noch zu erwartenden Verbesserungen liegen jedenfalls innerhalb enger Grenzen.

In der anschließenden Besprechung gibt zunächst Hr. Barbezat (Gast) als Vertreter von Rateau einen Ueberblick über die mit Turbokompressoren erzielten Ergebnisse.

Die beiden ersten Kompressoren, diejenigen von Béthune und von Baden, kamen kurz nacheinander zur Aufstellung, und die Versuchsergebnisse des ersten[1]) konnten beim Entwurf der zweiten noch nicht verwertet werden.

Die Messungen sind in Baden von drei Ingenieurgruppen geprüft worden, die gegenteilige Interessen hatten, nämlich: 1) Vertretern von Professor Rateau, 2) Vertretern der Käuferin der Maschine (dieser hatte Rateau einen bestimmten Wirkungsgrad verbürgt, der geprüft werden sollte), 3) Vertretern von Brown, Boveri & Co., die eine Lizenz zu kaufen beabsichtigten. Es kann daher nicht von Paradeversuchen gesprochen werden; die Messungen wurden wie in einem Laboratorium vorgenommen, und die angeführten Zahlen können garantiert werden.

Der Wirkungsgrad, bezogen auf isothermische Kompression, liegt zwischen 57 vH und 66,7 vH. Es darf aber nicht aus diesen Zahlen ein Mittelwert gezogen werden, wie das vorher geschah; denn diese Versuche sind bei verschiedenen Umlaufzahlen gemacht worden, wie dies leicht am Dampfverbrauch, Luftdruck usw. zu ersehen ist. Wenn daher bei einem bestimmten Versuche der größte Wirkungsgrad von 66,7 vH erzielt wurde, so muß dieser Wert für den Wirkungsgrad der Maschine gelten und die entsprechende Umlaufzahl als die normale bezeichnet werden; nur bei dieser darf ein Vergleich vorgenommen werden.

Ferner haben wir den Wirkungsgrad noch auf die wirk-

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 35.



liche Kompressionskurve bezogen, und zwar aus folgendem Grunde:

Bezieht man den Wirkungsgrad auf die Isotherme oder Adiabate mit Abstufungen, so berücksichtigt man nicht nur die Verluste, die im Kompressor selber auftreten, sondern auch die Güte der angewandten Kühlung. Diese beiden Faktoren wollten wir deshalb trennen, weil beim Kompressor von Baden eine bedeutend bessere Kühlung hätte angewandt werden können; durch Verwendung der vorgesehenen Zwischenkühler wäre z. B. die wirkliche Kompressionskurve stufenweise abgebrochen worden und die erforderliche Leistung um diesen Flächenbetrag gesunken. Wir haben diese Zwischenkühler deshalb nicht verwendet, weil dieser Kompressor zu einer Petroleumturbine bestimmt war und Luft von nicht zu geringer Endtemperatur erzeugen sollte, um eine gute Verbrennung des Petroleums zu erzielen. Bezogen auf die wirkliche Kompressionskurve beträgt der Wirkungsgrad bei 4000 Uml./min 71 bis 72 vH. Das bedeutet, daß die Undichtheitsverluste von Rad zu Rad, die Lagerreibungen, die Reibungsverluste der Räder und diejenigen der Luft an den Schaufeln 29 vH der gesamten Leistung betragen haben.

In Zukunft werden wir durch besseres Kühlen der Kompressorkörper und durch Verwenden von Zwischenkühlern die wirkliche Kompressionskurve sehr nahe an die Isotherme heranrücken können und dadurch den Wirkungsgrad gegenüber der Isotherme um 5 bis 6 vH verbessern.

Hr. Köster hat den Versuchen in Baden den Vorwurf gemacht, daß Dampfdruck und Temperatur hinter dem Regulator der Turbine gemessen wurden. Das ändert aber am Wirkungsgrad des Kompressors nichts, und derjenige einer Dampfturbine ist heute genügend bekannt. Wir haben die Messungen deshalb so vorgenommen, weil die Maschine ungewöhnlichen Verhältnissen unterworfen wurde, und wir durch diese Art der Leistungsmessung eine bessere Einsicht in das Verhalten der Maschine gewinnen konnten. Die Umlaufzahl hat zwischen 3000 und 4500, der Luftdruck zwischen 1,3 und 4,8 at Ueberdruck und die Leistung zwischen 130 und 460 PS geschwankt. Bei so bedeutenden Schwankungen war unsre Messungsweise nach meiner Ansicht am Platze.

Wenn wir also den Wirkungsgrad des Kompressors mit 66,7 vH einsetzen dürfen und ferner für die Turbine 65 vH anschreiben (75 vH und mehr sind bei Abdampfturbinen schon erzielt worden), so kommen wir auf einen Gesamtwirkungsgrad von 44 bis 50 vH. Diese Zahlen sind mit denjenigen, die von Hrn. Köster angeführt wurden, zu vergleichen; dabei muß aber an eine Bemerkung erinnert werden, die Hr. Köster in der Zeitschrift »Glückauf« selber auch gemacht hat. Der Wirkungsgrad einer Kompressoranlage mit Auspuffdampfmaschine oder mit Kondensationsdampfmaschine ist nämlich nicht derselbe; bei Kolbenmaschinen mit Auspuffbetrieb ist er besser, und deshalb hätten wir gerne gesehen, wenn nur Kondensationsanlagen oder Abdampfanlagen mit unsern Werten verglichen worden wären. Rechnet man den Wirkungsgrad des Kompressors von Pokorny & Wittekind auf Zeche Friedrich Ernestine aus den Garantiezahlen für Kondensationsbetrieb um, so bekommt man 51 vH statt 59 vH.

Dann muß aber kräftig betont werden, daß bei allen Messungen an Kolbenkompressoren die geförderte Luftmenge mit Hülfe des volumetrischen Wirkungsgrades bestimmt worden ist, und daß dieses Meßverfahren durchaus unzuverlässige Werte ergibt. Letzthin haben Richter[1]), Lebrecht[2]), Calmeau, Dechamps u. a. m. an industriellen Kompressoren festgelegt, daß das Produkt aus dem volumetrischen Wirkungsgrad und dem vom Kolben bestrichenen Hubvolumen, eine Luftmenge ergibt, die um 5 bis 10 vH größer als die wirklich geförderte ist. Erstens dehnt sich die Luft beim Ansaugen im heißen Zylinder, dessen Wandungen im Mittel 120 bis 130° C haben, aus, und die geförderte Luftmenge wird dadurch verkleinert; dann können Kolben, Ventile, Stopfbüchsen bedeutende Undichtheiten aufweisen, ohne daß im volumetrischen Wirkungsgrad etwas hiervon gemerkt wird. Ferner kann letzterer bei gesteuerten Saugventilen scheinbar recht gut sein, ohne daß dem in Wirklichkeit so ist; läßt man nämlich das Saugventil sofort hinter dem Todpunkt öffnen, so entweicht die im schädlichen Raum enthaltene Luft nach außen. Die Rückexpansionslinie erscheint im Diagramm fast senkrecht und der volumetrische Wirkungsgrad sowie die Luftleistung sind falsch gemessen worden.

Ein Turbokompressor hat aber noch andre bedeutende Vorteile, von denen ich vor allem seine außerordentliche Anpassungsfähigkeit hervorheben möchte: Umlaufzahl, Luftmenge und Luftdruck können sich in weiten Grenzen verändern, ohne daß dadurch der Wirkungsgrad bedeutend sinkt. Ferner sind die Unterhaltungs- und Betriebskosten dieser eingekapselten Turbokompressoren sehr gering. Schließlich können bei diesen Maschinen fast alle diejenigen Vorzüge geltend gemacht werden, die bei Dampfturbinen gegenüber Kolbenmaschinen ausschlaggebend geworden sind. Diese Vorteile sind beim Kompressor in Béthune so sehr geschätzt worden, daß nach drei Monate langem ununterbrochenem Betrieb ein neuer ähnlicher Kompressor von dreifacher Leistung bestellt wurde.

Hr. Köster tritt den Ausführungen des Vorredners in einzelnen Punkten entgegen; hinsichtlich andrer weist er darauf hin, daß sie mit seinen eigenen Aeußerungen nicht im Widerspruch stehen. Der weitere sehr lebhafte Meinungsaustausch bezieht sich zum großen Teil auf die Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades, ohne daß eine Einigung erzielt werden kann.

[1]) Z. 1905 S. 1101. [2]) Z. 1905 S. 151.

Eingegangen 17. Juni 1907.

Siegener Bezirksverein.

Sitzung vom 12. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Grauhan. Schriftführer: Hr. Bierig.
Anwesend 40 Mitglieder und Gäste.

Hr. Stadtbaurat Scheppig spricht über ästhetische und wirtschaftliche Grundlagen des Städtebaues[1]).

Sitzung vom 3. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Grauhan. Schriftführer: Hr. Dorstewitz.
Anwesend rd. 10 Damen und 40 Herren.

Hr. Barthel hält einen Vortrag: Drahtlose Telegraphie und Röntgen-Strahlen, in welchem er eine zusammenhängende Darstellung der Entwicklung auf diesen Gebieten gibt. Im Anschluß daran schildert er die Einrichtungen der Gesellschaft für drahtlose Telegraphie, System Telefunken, Berlin. Diese Gesellschaft hat bis zum 1. Februar 1907 in fast allen Ländern der Erde insgesamt 173 feste Stationen, weitere 411 Stationen auf Krieg- und Handelschiffen und 56 fahrbare Stationen ausgeführt. Ferner geht der Redner auch auf die drahtlose Telephonie ein[2]).

Diese Mitteilungen werden ebenso wie die weiter folgenden über Röntgen-Strahlen vom Vortragenden durch Experimente erläutert.

[1]) Der Vortrag ist in den Mitteilungen des Siegener Bezirksvereines abgedruckt.
[2]) Vergl. Z. 1907 S. 599.

Bücherschau.

Lehrbuch der Elastizität. Von A. E. H. Love. Deutsche Ausgabe von Dr. Al. Timpe. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 664 S. mit 75 Abbildungen im Text. Preis geb. 16 *M*.

Dem Uebersetzer ist das deutsche Publikum großen Dank dafür schuldig, daß er das in England rühmlichst bekannte, bereits in zweiter Auflage erschienene Werk »Treatise on the theory of elasticity« ins Deutsche übertragen und dadurch weiteren Kreisen bequeme Gelegenheit gegeben hat, den heutigen Standpunkt der englischen Elastizitätstheorie kennen zu lernen. Wenn auch in technischen Kreisen eine gesunde Entwicklung der Festigkeits- und Elastizitätslehre vor allem in der ausgedehnteren Verwertung von Versuchen möglichst an Gegenständen, die unmittelbar den Gebilden der konstruierenden Technik entsprechen, gesehen wird, kann doch niemand leugnen, daß auch eine rein theoretische Behandlung der einschlägigen Fragen ihren Nutzen haben wird. Im vorliegenden Lehrbuch ist in dankenswerter Weise das Verhältnis der theoretischen Elastizitätslehre zur technischen Mechanik ohne Voreingenommenheit gekennzeichnet. In einer sehr ausführlichen geschichtlichen Einleitung sagt der Verfasser hierüber u. a. folgendes: »Die Geschichte der mathematischen Theorie der Elastizität zeigt deutlich, daß die Entwicklung der Theorie nicht ausschließlich durch Rücksichten auf ihre Brauchbarkeit für die technische Mechanik geleitet wurde. Den meisten Männern, durch deren Forschun-

gen sie begründet und ausgestaltet wurde, lag mehr am wissenschaftlichen als am materiellen Fortschritt, mehr daran, die Welt zu verstehen, als sie bequemer zu machen. Diese Geistesrichtung hat es möglicherweise bewirkt, daß die Elastizitätstheorie weniger zum materiellen Fortschritt der Menschheit beigetragen hat, als sie es sonst wohl getan haben würde. Sei dem wie ihm wolle, der geistige Gewinn, der aus der Arbeit dieser Männer erwachsen ist, ist sehr hoch anzuschlagen. Die Auseinandersetzungen, die über die Zahl und Bedeutung der elastischen Konstanten stattgefunden haben, haben über die tiefsten Fragen betreffend die Natur der Moleküle und die Art ihrer Wechselwirkung Licht verbreitet. Die Versuche, die optischen Erscheinungen mittels der Hypothese eines Mediums zu erklären, das denselben physikalischen Charakter wie ein elastischer Körper besitzt, führten in erster Linie zur Erfassung eines konkreten Beispieles für ein Medium, das transversale Schwingungen fortzupflanzen vermag, und auf einer späteren Stufe zu dem endgültigen Schluß, daß das als Lichtträger dienende Medium nicht den in der Hypothese angenommenen physikalischen Charakter besitzt. . . . Selbst bei den mehr technischen Problemen, wie bei der Ausbreitung der Kraft und dem Widerstand von Stäben und Platten, hat größtenteils eher die theoretische als die praktische Seite dieser Fragen die Aufmerksamkeit auf sich gezogen. Darin Einsicht zu erlangen, was beim Stoß vorgeht, die Theorie des Verhaltens dünner Stäbe mit den Grundgleichungen in Einklang zu bringen — diese und ähnliche Ziele waren für die meisten der Männer, denen wir die Elastizitätstheorie verdanken, verlockender, als das Streben, Mittel ausfindig zu machen, um bei Maschinenkonstruktionen Ersparnisse zu bewirken oder die Sicherheitsbedingungen bei Bauwerken festzustellen.«

Hiernach kann der Leser schon von vornherein ersehen, daß der unmittelbare Gewinn für die Technik, den er aus dem Studium des vorliegenden Lehrbuches ziehen wird, nicht allzu groß sein wird. Und trotzdem möchte ich denjenigen, die die landläufige Festigkeitslehre, wie sie z. B. an den technischen Hochschulen gelehrt wird, beherrschen, empfehlen, das Lovesche Buch zu studieren, um an der Hand der mathematischen Elastizitätstheorie die in der Technik gebräuchlichen Methoden der Festigkeitslehre auf ihre Berechtigung und gegebenenfalls, soweit sie Näherungsverfahren sind, auf den Grad ihrer Genauigkeit zu prüfen. Der Verfasser zeigt mehrfach an Fundamentalaufgaben, wie die Elastizitätstheorie bei kritischer Beleuchtung die meist gebräuchlichen Methoden mehr oder weniger erschüttert. Um ein Beispiel herauszugreifen: In den Lehrbüchern von Grashof, Bach, Föppl u. a. wird bei dem auf Biegung beanspruchten Balken die Schubspannung aus den Spannungsgleichungen des Gleichgewichtes berechnet, und zwar mittels gewisser Annahmen bezüglich der Verteilung der Tangentialspannung über den Querschnitt. Es erscheint also bei diesen gebräuchlichen Methoden die Aufgabe der Spannungsermittlung eines gebogenen Balkens bei gegebener äußerer Belastung als nicht eindeutig bestimmt; vielmehr sieht es so aus, als ob noch besondere willkürliche Annahmen über die Schubspannungen zulässig und erforderlich seien. Dies ist nun nach der Elastizitätslehre keineswegs der Fall; vielmehr beweist die Elastizitätstheorie (wie schon Kirchhoff [im Jahrb. f. Mathem. Bd. 56] 1859 gezeigt hat) folgenden Satz: »Sind die Oberflächenspannungen oder die Oberflächenverschiebungen gegeben, so ist die Lösung des Gleichgewichtproblems eindeutig bestimmt in dem Sinne, daß der Spannungs- und der Verzerrungszustand in allen Punkten eindeutig festgelegt ist.« Benutzt man nämlich außer den Gleichgewichtsbedingungen zur Aufstellung von Beziehungen für die Spannungen noch das Hookesche und das Poissonsche Gesetz unter Einführung der Dehnungen und Schiebungen, so darf man die letzteren nicht als voneinander unabhängig auffassen, sondern man hat zu beachten, daß die Dehnungen und Schiebungen sich als Differentialquotienten der Verzerrungen (d. h. von je drei Deformationskoordinaten) darstellen lassen. Die letztere Abhängigkeit führt durch Elimination der Verzerrungen zu 6 Gleichungen, den sogen. Kompatibilitätsbedingungen, die die zweiten partiellen Differentialquotienten der Dehnungen und Schiebungen enthalten und schon von de Saint-Venant aufgestellt wurden. Diese Kompatibilitätsbedingungen werden nun häufig außer acht gelassen. Bei der üblichen Behandlungsweise des gebogenen, ursprünglich geraden Stabes z. B. ergibt sich alsdann ein Spannungssystem, das in einem isotropen festen Körper unmöglich ist. Es gibt zwar im allgemeinen eine gute Annäherung, falls die Breite des Stabquerschnittes klein ist gegenüber der Höhe; bei Querschnitten mit im Verhältnis zur Höhe größeren Breiten weichen die wahren Schubspannungen aber nicht unerheblich von den durch die übliche Methode errechneten ab, demgemäß auch die Deformationen. Es ergibt z. B. die genaue Methode bei größeren Querschnittbreiten eine um 20 vH größere Schiefstellung des Querschnittes als die Näherungsmethode. So dient die Elastizitätslehre überall zur Klärung der Anschauungen und ermöglicht erst ein schärferes Auffassen und eine richtigere Verwertung von Beobachtungstatsachen und Erfahrungswerten.

Bei dem großen Umfange des Loveschen Lehrbuches ist eine Inhaltsangabe in gedrängter Form kaum möglich; im folgenden sei nur einiges von größerer Wichtigkeit herausgegriffen.

I. Kapitel: Analyse der Verzerrung. II. Kapitel: Analyse der Spannung. III. Kapitel: Elastizität fester Körper (Arbeit und Energie, Verzerrungsenergiefunktion, Hookesches Gesetz, elastische Konstanten bei isotropen Körpern und im allgemeinen). IV. Kapitel: Beziehungen zwischen der mathematischen Elastizitätstheorie und der technischen Mechanik (Spannungs-Dehnungs-Diagramm, zeitliche Wirkungen, Zähigkeit fester Körper, Aeolotropie infolge dauernder Formänderung, wiederholte Belastung, Hypothesen über die Bedingungen des Bruches). V. Kapitel: Gleichgewicht isotroper fester Körper (Zusammenfassung der allgemeinen Theorie, einfache Beispiele von gezogenen und von gebogenen Stäben, kritische Betrachtung der üblichen Lösungen, ebene Verzerrung und ebene Spannung, Rohr unter Druck, Ringgeschütze, rotierender Zylinder). VI. Kapitel: Gleichgewicht äolotroper, fester Körper (geometrische und elastische Symmetrie, Kristalle, krummlinige Aeolotropie). VII. Kapitel: Allgemeine Theoreme (Anwendung des Hamiltonschen Prinzipes, Eindeutigkeit der Lösung, das Reziprozitätstheorem von E. Betti, elastische Schwingungen). VIII. Kapitel: Die Ausbreitung der Kraft (Theorie von Hertz, Kegelprobleme). IX. Kapitel: Zweidimensionale elastische Systeme. X. Kapitel: Theorie der Integration der Gleichungen des Gleichgewichtes eines isotropen elastisch festen Körpers (Problemstellung, Auszug aus der Potentialtheorie, Bettis Integrationsmethode, Berechnung der Dilatation, insbesondere für eben begrenzte Körper usw.). XI. Kapitel: Gleichgewicht einer elastischen Kugel. XII. Kapitel: Schwingungen von Kugeln und Zylindern. XIII. Kapitel: Die Ausbreitung von Wellen in elastisch festen Medien. XIV. Kapitel: Torsion (Theorie von Saint-Venant, hydrodynamische Analogien, Lösung für verschiedene Berandungen, graphische Darstellung der Ergebnisse, Analogie mit der Gestalt einer gleichförmig belasteten gespannten Membran). XV. Kapitel: Biegung eines Balkens durch eine Einzelkraft am Ende. XVI. Kapitel: Biegung eines gleichförmig belasteten Balkens. XVII. Kapitel: Theorie der durchlaufenden Träger. XVIII. Kapitel: Allgemeine Theorie der Drillung und Biegung dünner Stäbe (kinematische Theorie, Gleichgewichtsbedingungen, die übliche Näherungstheorie von Euler-Bernoulli). XIX. Kapitel: Probleme des Gleichgewichtes dünner Stäbe (Kirchhoffs kinetische Analogie, die sogen. Elastica, Knickfestigkeit, elastische Stabilität, Schrauben- und Spiralfedern). XX. Kapitel: Schwingungen von Stäben. XXI. Kapitel: Kleine Formänderungen (Schwingungen) von Haus aus krummer Stäbe. XXII. Kapitel: Reckung und Biegung von Platten. XXIII. Kapitel: Dehnungslose Deformation krummer Platten oder Schalen. XXIV. Kapitel: Allgemeine Theorie dünner Platten und Schalen.

Wenn auch manches, wie schon anfangs angedeutet, eine unmittelbare Verwendung in der Technik nicht gestattet und in erster Linie die Physiker interessieren dürfte, so läßt doch die vorstehende kurze Inhaltsangabe schon erkennen, daß auch die technisch wichtigsten Aufgaben der Elastizitätslehre nicht unberücksichtigt geblieben sind. Jedem, dem an einer Vertiefung seiner Anschauungen gelegen ist und der vor der

abstrakten mathematischen, nicht immer ganz einfachen Behandlung der Probleme nicht zurückzuschrecken braucht, sei das klar und anregend geschriebene Werk aufs wärmste zum Studium empfohlen.

Tolle.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Das Patent, das Gebrauchsmuster, das Warenzeichen vor dem Patentamt und vor den Gerichten. Das Patentanwaltsgesetz. Von Bernhard Bomborn. 5. Aufl. Berlin SW. 61, Gitschiner Straße 62, Selbstverlag. 32 S. Preis 0,80 M.

Sammlung von Entscheidungen in Warenzeichensachen. Bd. I 1905 bis 1906. Von S. Merzbacher. Nürnberg 1907, J. L. Schrag. 142 S. Preis 2,50 M.
122 in den Jahren 1905 und 1906 in 13 verschiedenen Fachzeitschriften und amtlichen Sammlungen veröffentlichte Entscheidungen des Patentamtes, des Reichsgerichtes, deutscher Oberlandesgerichte sowie ausländischer Gerichtshöfe zum Warenzeichengesetze vom 12. Mai 1894, dem Pariser Unionsvertrage vom 30. März 1883 und der Brüsseler Zusatzakte vom 14. Dezember 1900.

Die Blocksicherungs-Einrichtungen auf den preußischen Staatsbahnen. Von E. Gollmer. Berlin-Nikolassee 1907, Verlag der Fachzeitschrift »Der Mechaniker«. 48 S. mit 40 Fig. Preis 2,40 M.

Der Mensch und die Erde. Die Entstehung, Gewinnung und Verwertung der Schätze der Erde als Grundlagen der Kultur. Von Hans Kraemer. Erste Gruppe, Lfrg. 31 bis 35 (Entstehung des organischen Lebens — die Protozoen als Krankheitserreger). Berlin, Leipzig, Wien, Stuttgart 1907. Preis der Lieferung 60 Pfg.

Wirtschaftliche Eisenbahn-Erkundungen im mittleren und nördlichen Deutsch-Ostafrika. Von Paul Fuchs. Berlin 1907, Kolonial-Wirtschaftliches Komitee. 211 S. mit 76 Abb. und 6 Karten. Preis 5 M.

Hülfsmittel für Eisenbeton-Berechnungen. Von Ad. Jöhrens. Wiesbaden 1908, C. W. Kreidels Verlag. 29 S. mit 22 Fig. und 11 Taf. Preis 4,60 M.

Gewerbliches Rechnen. Von F. Unger. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 37 S. Preis 1,20 M.
Sonderabdruck aus der Zeitschrift für mathematischen und naturwissenschaftlichen Unterricht. 37. Jahrgang.

Vorlesungen über technische Mechanik. 5 Bd.: Die wichtigsten Lehren der höheren Elastizitätstheorie. Von Dr. A. Föppl. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 391 S. mit 44 Fig. Preis 10 M.

Das Wasser des Odertales und die Wasserkalamität der Stadt Breslau. Von Dr. Luedecke. Leipzig 1907, F. Leineweber. 36 S. mit 4 Fig. Preis 0,75 M.

Materialbedarf und Dichtigkeit von Betonmischungen unter Berücksichtigung der Zusammenstampfbarkeit der Füllstoffe. Von H. Nitzsche. Leipzig 1907, Wilh. Engelmann. 16 S. mit 2 Taf. Preis 1,60 M.

Praktische Perspektive. Konstruktion perspektivischer Gebäudeansichten und Vogelperspektiven. Von C. Opitz. Straßburg i. E. 1907, Schlesier & Schweikhardt. 36 S. mit 8 Taf. Preis 1 M.

Grundzüge der Elektrochemie auf experimenteller Basis. Von Dr. R. Lüpke und Dr. E. Bose. 5. Aufl. Berlin 1907, Julius Springer. 271 S. mit 80 Fig. Preis 6 M.

Einführung in die Geodäsie. Von Dr. O. Eggert. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 437 S. mit 237 Fig. Preis 10 M.

Technik und Schule. Beiträge zum gesamten Unterricht an technischen Lehranstalten. Von M. Girndt. 1. Bd. 3. Heft. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 64 S. mit 31 Fig. Preis 1,60 M.

Die Eisenhüttenchemie. Von M. Orthey. Halle a. S. 1907, Wilhelm Knapp. 258 S. mit 36 Fig. Preis 8 M.

Sammlung berg- und hüttenmännischer Abhandlungen. Heft 14: Die Genossenschaft zur Regulierung der Vorflut und der Abwässerreinigung im Emschergebiet (Oberbergamtsbezirk Dortmund). Von B. Schulz-Briesen. Kattowitz O.-Schl. 1907, Gebrüder Böhm. 31 S. mit 1 Taf. Preis 1,20 M.

Horace Lamb, Lehrbuch der Hydrodynamik. Deutsch von Dr. Johannes Friedel. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 787 S. mit 79 Fig. Preis 20 M.

Die Wasserturbinen, ihre Berechnung und Konstruktion. Ven R. Thomann. Stuttgart 1908, Konrad Wittwer. 334 S. mit 307 Fig. u. 44 Taf. Preis 25 M.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Verwendung von Schrämmaschinen auf den britischen Steinkohlengruben im Jahre 1906. (Glückauf 26. Okt. 07 S. 1435/39) Im Jahre 1906 waren 1136 Maschinen im Betrieb, d. h. 190 mehr als 1905, was eine erhöhte Zunahme gegen früher bedeutet. Die Menge der Schrämkohle beträgt mit 10¼ Mill. t 4 vH der Gesamtförderung. Preßluft- und elektrischer Antrieb. Uebersicht der Schrämarbeit in den verschiedenen Kohlenbezirken Großbritanniens und Irlands.

Ein neuer Keilapparat und die mit ihm erzielten Versuchsergebnisse. (Glückauf 26. Okt. 07 S. 1429/32*) Die Vorrichtung von König und Gützloff besteht aus einer vierteiligen, innen kegeligen Hülse, deren Schalen mittels einer innen befindlichen Schnecke und dreier Kugeln auseinander gepreßt werden, so daß sie, in ein Bohrloch eingeführt, zum Hereingewinnen unterschrämter Kohlenstöße dienen kann. Vorteile gegenüber Sprengarbeit und gewöhnlicher Keilarbeit. Versuche auf der Grube Reden. Neuer Drehbohrer für die Bohrlöcher.

Chemische Industrie.

Gewinnung von Salpetersäure aus Luft bei deren Behandlung mittels elektrischer Flamme. Von Mościcki. Forts. (ETZ 24. Okt. 07 S. 1032/35*) Die Behandlung der aus dem Stickstoffofen abziehenden Gase in den 6 Absorptionstürmen der Anlage in Vevey. Stickstoffofen mit magnetischem Gebläse.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.
Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 M für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 M für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Dampfkraftanlagen.

Verbrennungsregler Sine. (Z. Dampfk. Maschbtr. 23. Okt. 07 S. 446/50*) Die mit Hülfe von 2 Dampfdüsen eingesaugte Luft wird in der als Heizrippenkörper ausgebildeten Feuertür erwärmt und parallel zum Rost eingeblasen, während ein schräg auftreffender dritter Dampfstrahl eine innige Mischung der Luft mit den brennbaren Gasen bewirkt. Die Luftkanäle in der Feuertür werden beim Beschicken des Rostes voll geöffnet und nach dem Schließen der Tür dem Fortschreiten der Verbrennung entsprechend selbsttätig langsam verengt.

Pratt's return-steam trap. (Engng. 25. Okt. 07 S. 569*) Der 1,2 m über dem Wasserspiegel des Kessels angeordnete Kondensations-Wassersammler, dessen Abblaseleitung unterhalb des Wasserspiegels in den Kessel mündet, wird durch einen Schwimmer betätigt, der einen mit dem Dampfventil verbundenen Schlitten mit Laufgewicht verstellt.

Economy tests of a 7500 KW-Westinghouse-Parsons turbine. (Eng. Rec. 12. Okt. 07 S. 394/95*) Der Dampfverbrauch während des achtstündigen Versuches hat bei 12,5 at Eintrittspannung, 35° Ueberhitzung, 91 vH Luftleere und 9830 KW Belastung 6,86 kg/KW-st betragen.

Kritik über Verdampfungsversuche. Von Cario. (Z. Dampfk. Maschbtr. 23. Okt. 07 S. 445/46*) Kritik der Versuchsergebnisse an Dampfkesseln vor und nach dem Einbau der Kunertschen Wasserumlaufvorrichtung. S. a. Z. 07 S. 641.

Eisenbahnwesen.

Die elektrische Bahn Wien-Baden. Von Kadrnozka. Forts. (El. u. Maschinenb. Wien 27. Okt. 07 S. 827/31*) Die Transformatorenhäuschen längs der Wechselstromstrecke. Die Dampfkraftanlage in Leesdorf hat 4 Dampfmaschinen von 1000 PS Gesamtleistung.



Darstellung der Wechselstrom- und Gleichstrom-Erzeuger und der Schwungradumformer. Spannungsregler. Schluß folgt.

Eine elektrische Lokomotivförderung für 2000 V Gleichstrom. Von Schroedter. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 07 S. 585/88*) Fahrschalter der Lokomotiven, Sicherungsvorrichtungen. Unmittelbar gekuppelte Motor-Kompressoren von 1000 Uml./min für Bremsen, Sandstreuer und Pfeifen.

The Market Street subway, Philadelphia. (Eng. Rec. 12. Okt. 07 S. 390/92*) Von der in Z. 1905 S. 2118 erwähnten Stadtbahn ist nunmehr der Tunnel von der 24. bis zur 15. Straße und ein 6,4 km langes Stück der Hochbahnstrecke westlich des Schuylkill-Flusses ausgebaut.

The Pitcairn yard of the Pennsylvania Railroad. (Eng. Rec. 12. Okt 07 S. 406/08*) Anordnung und Ausführung des im Ausbau begriffenen, 24 km östlich von Pittsburg gelegenen Güter- und Verschiebebahnhofes, der nach seiner Vergrößerung imstande sein soll, einen Verkehr von 7800 Wagen täglich zu bewältigen.

Vacuum brake and slack brake gear. (Engng. 25. Okt. 07 S. 563/65*) Versuche über den Einfluß der Hublänge des Bremskolbens auf den Bremsdruck und über das Verhalten der Bremsen bei losem Bremsgestänge. Folgerungen.

Eisenhüttenwesen.

Das neue Thomasstahlwerk des Aachener Hütten-Aktienvereines in Rothe Erde. (Stahl u. Eisen 23. Okt. 07 S. 1525/29* mit 1 Taf.) Das Stahlwerk erhält das Roheisen von den Hochöfen in Esch und Deutsch-Oth, wo es auf eine Uehling-Anlage abgegossen und nach Rothe Erde versandt wird. Seine Leistungsfähigkeit beträgt 1750 t täglich. Darstellung der Kuppelöfen zum Umschmelzen des Eisens, der 21 t-Birnen und der neuzeitlich eingerichteten Hülfsanlagen.

Zur Frage der Entstehung von Bodensauen und Graphitansammlungen in Hochofengestellen. Von Osann. Schluß. (Stahl u. Eisen 23. Okt. 07 S. 1529/36*) Weitere Schmelzversuche im Tiegelofen mit verschiedenen Roheisensorten. Erklärung der Graphitausscheidung im Hochofen auf Grund der Versuche. Nutzanwendung für den praktischen Betrieb.

Die elektrische Herstellung von Eisen nach der Methode der Aktiengesellschaft »Elektrometall«. Von Bergsmann. (Glückauf 26. Okt. 07 S. 1442/44*) Darstellung der Oefen, die bis 10000 t Jahreserzeugung bei 3000 PS Kraftverbrauch liefern und mit einphasigem Wechselstrom von 40 bis 60 V betrieben werden. Reduktionsvorgänge. Unmittelbare Stahlerzeugung. Berechnung des Kohlen- und Kraftverbrauches.

A by-product charcoal-iron plant at Marquette, Mich. (Eng. Rec. 12. Okt. 07 S. 410/11*) Lageplan der am Oberen See errichteten Anlage der Cleveland Cliffs Iron Co. In 68 Meileröfen aus Ziegelmauerwerk werden täglich 17 Wagenladungen Holz zu Holzkohle verarbeitet, die zum Betrieb eines Hochofens von 127 t Tagesleistung dient. Verwertung der Nebenerzeugnisse.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. Forts. (Dingler 26. Okt. 07 S. 679/83*) Neuerer dampfhydraulischer Gießwagen von 16 t Tragkraft und 3,5 m Ausladung mit Druckwasserantrieb zum Schwenken des Auslegers und zum Kippen der Gießpfanne. Elektrischer Gießwagen. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Graphische Darstellung der Formeln zur Querschnitts-Dimensionierung und Spannungsermittlung bei auf Biegung beanspruchten Eisenbetonkonstruktionen mit doppelter Armierung. Von Haimovici. (Deutsche Bauz. 23. Okt. 07 S. 77/78*)

Elektrotechnik.

Elektrische Kraft- und Lichtanlagen in der Landwirtschaft mit Berücksichtigung der neuen Anlage auf Rittergut Libnitz auf Rügen. Von Lehmann-Richter. (ETZ 24. Okt. 07 S. 1027/32*) Vorteile des elektrischen Betriebes für die Landwirtschaft. Die Libnitzer Anlage besteht aus einem Körtingschen Sauggasmotor, der eine Gleichstromnebenschlußdynamo der A. E. G. von rd. 20 KW treibt, und aus einer Akkumulatorenbatterie von 270 Amp-st. Wirtschaftlicher Vergleich des elektrischen Betriebes mit Pferde- und Handbetrieb für Pflügen, Pumpen, Dreschen, Häckselschneiden, Feldbahnen usw.

Die Elektrizitätswerke am Rheintalischen Binnenkanal. Von Pasching. Schluß. (ETZ 24. Okt. 07 S. 1035/38*) Die Nebenkraftwerke Lienz und Blatten. Verteilanlage. Meßergebnisse. Betriebsergebnisse.

The transmission plant of the Niagara, Lockport and Ontario Power Company. Von Mershon. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 07 S. 1367/1407*) Die Fernleitung überträgt mittels Drehstromes von rd. 60000 V 60000 PS auf 256 km Entfernung nach den nördlichen und westlichen Teilen des Staates New York. Darstellung der eisernen Leitungstürme, der Ueberspannung des Niagara, der Aufstellung und vieler Einzelheiten der Leitungsanlage.

Die Berliner Elektrizitätswerke zu Beginn des Jahres 1907. Von Wilkens. Schluß. (ETZ 24. Okt. 07 S. 1039/42*) Akkumulatoren. Kabelnetz. Zeitlicher Verlauf der Belastung in Schaulinien.

The Rio de Janeiro power scheme. (Engineer 25. Okt. 07 S. 408/10*) Dem Kraftwerk, das rd. 81,5 km von der Stadt entfernt ist, wird das durch eine 35 m hohe Talsperrenmauer aufgespeicherte Wasser des Rio das Lages mit rd. 300 m Gefäll in 6 Druckleitungen von je 915 mm Weite zugeführt. Zum ersten Ausbau werden sechs 8700pferdige Pelton-Turbinen aufgestellt, deren senkrechte Wellen mit Drehstromerzeugern von 6000 V gekuppelt sind. Der Strom wird mit 40000 V fortgeleitet. Das Umformerwerk in Rio de Janeiro erhält zwei 600 KW-Gasdynamos als Aushülfe.

Beschreibung einer 5000 KW-Drehstrommaschine. Von Hobart und Punga. Forts. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 07 S. 588/93*) Versuche über den Einfluß der künstlichen Lüftung. Isolierung und Kapazitätsstrom. Wellenform. Plötzlicher Kurzschluß. Schluß folgt.

Die Verfahren der elektrischen Bremsung von Serienmotoren für Gleichstrom und Wechselstrom bei elektrischen Bahnen und besonders bei elektrischen Bergbahnen. Von Kummer. (Schweiz. Bauz. 26. Okt 07 S. 217/20*) Kritische Betrachtung der Kurzschlußbremsung, Nutzbremsung und Gegenstrombremsung bei Reihenschlußmotoren für Gleichstrom und Einphasenstrom. Schluß folgt.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 26. Okt. 07 S. 673/76*) Asynchronmotoren von Borel und Paccand, Atkinson und Goolden, Mordey, Thomson und Wightman, Tesla, Oerlikon, van Depoele, Nipkow, Bradley, Stanley jr., Kennedy, Bilberg und Winand. Forts. folgt.

Zur Technik der Abschmelzsicherungen. Von Meyer. (El. Kraftbetr. u. B. 24. Okt. 07 S. 581/85*) Aufstellung von Linien, die das Verhalten der Sicherungen bei verschiedenartigen Belastungen und Betrieben kennzeichnen, und aus denen sich Gesichtspunkte für die Prüfung von Sicherungen ergeben.

Ueber die Wirkungsweise von Walzen-Blitzschutzapparaten. Von Liska. (El. u. Maschinenb. Wien 27. Okt. 07 S. 825/27*) Ableitung einer neuen einfacheren Gleichung der Spannungsverteilung. Regelung der Kapazität zwischen Walzen und Erde. Anleitung zum Entwerfen der Schutzvorrichtung.

Erd- und Wasserbau.

Die Stromschnellen des Dnjepr. (Zentralbl. Bauv. 23. Okt. 07 S. 563/64*) Das südlich von Jekaterinoslaw gelegene Stromschnellengebiet umfaßt 9 Schnellen und hat 33,5 m Gefäll auf einer Länge von rd. 66 km. Es wird neuerdings vorgeschlagen, die Verbesserung der Wasserstraße mit einer Ausnutzung der Wasserkräfte zu verbinden, wobei etwa 500000 PS gewonnen werden könnten.

Les travaux de rectification du canal de l'Erie. Von Watt. (Génie civ. 26. Okt. 07 S. 425/28* mit 1 Taf.) Linienführung und Längsschnitt des 712 km langen und mindestens 3,64 m tiefen Kanales zwischen den nordamerikanischen Seen und dem Atlantischen Ozean. Der Kanal wird mit zwei Schleusen von 14,935 und 12,35 m Höhe versehen. Brückenwehr am Mohawk-Fluß.

The construction of a syphon in Upper Egypt. Von Neuhaus. (Engineer 25. Okt. 07 S. 414/16*) Der zu Bewässerungszwecken dienende Ghirza-Nili-Speisekanal wird auf 28,22 m Länge unter dem Ibrahimia-Kanal und auf 88,42 m unter dem Giza-Kanal und dem benachbarten Mohit-Abflußkanal mit je 5 flußeisernen Rohren von 3 m Dmr. hindurchgeführt. Vergleichende Rechnung für gemauerte Kanäle. Darstellung des Bauvorganges.

Der Seehafen von Brügge. (Deutsche Bauz. 26. Okt. 07 S. 602/06*) Geschichte und Beschreibung der Anlage. Der Hafen besteht aus dem offenen, nur durch eine Mole geschützten Seehafen bei Heyst, einem hinter einer Seeschleuse liegenden inneren Hafen und einem bis an das Nordende von Brügge reichenden, 10 km langen Kanal von 8 m Wassertiefe, der in einem Hafenbecken endigt. Forts. folgt.

Modern development of British fishery harbours. Von Austen. Forts. (Engng. 25. Okt. 07 S. 543/46*) Querschnitte verschiedener Dammbauten und Molen.

Lining a tunnel with concrete. (Eng. Rec. 12. Okt. 07 S. 393/94*) Der 670 m lange eingleisige Tunnel der Southern Ry. im südlichen Indiana, der durch Schiefer- und Specksteingebirge führt, ist vollständig mit Beton ausgekleidet. Darstellung der Bauausführung.

Crocker's Reef dam across the Hudson at Ft. Edward. Von Spencer. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 375/76*) Der Damm, der den Wasserspiegel des Kanales auf 11,3 km Entfernung erhöhen soll, schließt die beiden 145 und 85 m breiten Arme des Hudson-Flusses ab und ist in Stampfbeton ausgeführt. Darstellung des Bauvorganges.

Gasindustrie.

Herstellung von verdichtetem Ammoniakwasser durch Destillation mittels direkter Feuerung ohne Anwendung von Kalk und ohne Abwässer zu erhalten. Von Thieß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 26. Okt 07 S. 979/81*) Der Grundgedanke der neuen Anlage ist die stetige Wiederverwendung der Abwässer zum Berieseln der Ammoniakwäscher.



Gesundheitsingenieurwesen.

The sewage purification plant at Reading, Pennsylvania. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 362/66*) Eingehende Besprechung des Baues und der Ausrüstung der neuen städtischen Abwässer-Reinigungsanlage an Hand von Abbildungen und eines Lageplanes. Die Anlage umfaßt zwei Verbund-Dampfpumpen von rd. 19000 cbm Tagesleistung, einen Faulbehälter von 15,5 × 76 qm Fläche und 5,3 m Tiefe, rd. 1200 a Rieselfilter und ein Reinwasserbecken von 30 × 28 qm Fläche.

Gießerei.

Ueber Aufbereitung und Beförderung des Formsandes in den Gießereien. Von Kraus. Forts. (Stahl u. Eisen 23. Okt. 07 S. 1536/41*) Aufgabevorrichtungen, Schleudermühlen. Beförderungseinrichtungen. Schluß folgt.

Hebezeuge.

The Shepard inclosed electric cranes. (Iron Age 17. Okt. 07 S. 1068/71*) Bei den von der General Pneumatic Tool Co. in Montour Falls, N. Y., hergestellten elektrischen Kranantrieben ist das ganze Triebwerk mit den Motoren in einem staub- und öldichten Gehäuse eingeschlossen. Darstellung verschiedener Ausführungen.

Temporary elevators for the erection of the Singer Building tower. (Eng. Rec. 12. Okt. 07 S. 397/98*) Beim Bau des 42 Stockwerke hohen Turmes des neuen Gebäudes der Singer Co. am Broadway in New York ist zur Beförderung der Arbeiter ein mit allen Sicherheitsvorrichtungen ausgerüsteter elektrisch angetriebener Aufzug der Otis Elevator Co. verwendet worden, dessen Förderhöhe mit Fortschreiten des Baues vergrößert wurde.

Heizung und Lüftung.

Ueber den Dampfdurchgang durch Regulierventile in Niederdruckdampfheizungen. Von Hüttig. Schluß. (Gesundhtsing. 26. Okt. 07 S. 697/700*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Nov. 07.

Ventilation of the Battery tunnels of the New York Subway extension to Brooklyn. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 371/73*) Unter normalen Verhältnissen wird eine genügende Lüftung der beiden Tunnel von je 2030 m Länge und 4,55 m Dmr. durch die fahrenden Züge bewirkt. Ueberdies sind am Ende eines jeden Tunnels zwei elektrisch angetriebene Ventilatoren für je 1275 bis 1415 cbm/min aufgestellt. Darstellung der Anlage und Begründung der Anordnung.

Maschinenteile.

Interference in involute gears. Von Stutz. (Am. Mach. 26. Okt. 07 S. 506/08*) Untersuchung der Genauigkeit von Evolventenzähnen mit Kreisbogenflanschen für 70° und 76½° Neigungswinkel der Erzeugenden.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schäfer. Forts. (Dingler 26. Okt. 07 S. 677/79*) Erzwungene Schwingungen eines Druckwassersammlers. Bewegungen des Reglers. Schluß folgt.

Materialkunde.

Aus der metallographischen Praxis. Von Kerdyk. (Dingler 26. Okt. 07 S. 683/85*) Die Untersuchung der Bruchstelle einer Schiffschraubenwelle aus Stahl von 0,31 bis 0,35 vH Kohlenstoffgehalt hat als Ursache die schlechte Verteilung des Kleingefüges infolge von Ueberhitzung ergeben. Zum Nachweis sind Dauerbiegeversuche nach der Wöhlerschen Anordnung mit 450 Uml./min angestellt worden, wobei bis zum Bruch bei dem ursprünglichen Zustande der Welle 24750, nach dem Ausglühen 45000 Umläufe ermittelt worden sind.

The hardening of steel. Von Demozay. (Engng. 25. Okt. 07 S. 575/76*) Versuche an Nickelstahlstäben von 10 qmm Querschnitt und 40 mm Länge, deren Härte mit Hülfe der Brinellschen Kugeldruckprobe bestimmt wurde. Die Versuche erstrecken sich auf den Einfluß der Wärmebehandlung, des Härtbades und der Abmessungen des Probestabes. Forts. folgt.

The case hardening of steel. Von Scott. (Iron Age 17. Okt. 07 S. 1065/67) Der Vortrag behandelt Versuche an Stahl von 0,14 vH Kohlenstoff- und 0,08 vH Schwefelgehalt. Zum Härten wurden verbrannte Lederstücke verwendet. Einfluß der Temperatur und der Dauer der Behandlung. Wirkung des Stickstoffes.

Mechanik.

The true principles of mechanics. Von Reeve. (Engineer 25. Okt. 07 S. 411/12) Der Verfasser betont, daß die Formeln für Bewegungsgröße, Fliehkraft, potentielle und kinetische Energie nicht ausschließlich in ihrer einfachen Gestalt, sondern nach dem Gravitationsgesetz immer unter Hinweis auf beide in Beziehung zueinander kommende Massen (z. B. den Körper und die Erde) gegeben werden sollten, um das Verständnis der Thermodynamik zu erleichtern.

Metallbearbeitung.

Power required to drive individual machine tools. Von Emerson. (Am. Mach. 26. Okt. 07 S. 502/04) Kurze Angaben über den Kraftbedarf von verschieden großen Bohrmaschinen, wagerechten und senkrechten Drehbänken, Hobel-, Feil- und Stoßmaschinen und Fräsmaschinen.

Speeds and feeds for screw machine work. Von Goodrich und Stanley. (Am. Mach. 26. Okt. 07 S. 501/02) Zusammenstellung von ausführlichen Zahlentafeln über die Beziehungen zwischen Vorschub und Schnittgeschwindigkeit bei den verschiedenen Arbeitstufen von Schraubenschneidmaschinen. Die Angaben sind für verschiedene Bolzendurchmesser und Materialien getrennt.

The Engineering and Machinery Exhibition, Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 25. Okt. 07 S. 546/47*) S. Zeitschriftenschau v. 2. Nov. 07.

A metal spinning lathe. (Iron Age 10. Okt. 07 S. 985*) Neuartiger Spindelstock mit vierstufiger zweiteiliger Riemenscheibe und kegeligen Spindellagern der Good Mfg. Co. in Chicago.

The Crane sixteen-spindle drill. (Iron Age 10. Okt. 07 S. 1004/06*) Die Maschine, die zum Bohren von Flanschenlöchern dient, kennzeichnet sich dadurch, daß jede der radial verstellbaren Spindeln von einem unabhängigen 7½ pferdigen Elektromotor mit Kegelrad-Uebersetzung von 5 : 1 angetrieben wird. Die Motoren sind oberhalb des Tisches im Kreis angeordnet.

Drop-forging methods and interesting work. (Am. Mach. 26. Okt. 07 S. 509/12*) Einrichtungen und Erzeugnisse, hauptsächlich Teile von Motorwagen, der Crescent Forgings Co. in Oakmond, Penn.

Making tubes by the extrusion or squirting process. (Am. Mach. 26. Okt. 07 S. 516/18*) Nach dem Verfahren von Lee stellt die Metallic Shell and Tube Co. in Pawtucket, R. J., in kaltem Zustand kurze Rohre von gleichmäßigem oder allmählich abnehmendem Querschnitt aus einer Scheibe her, deren Material zum Durchfließen durch eine schmale Ringöffnung gezwungen wird.

Motorwagen und Fahrräder.

Commercial motor-vehicle trials. (Engng. 25. Okt. 07 S. 563) An den über 1056 und 2564 km unternommenen Versuchsfahrten des Royal Automobile Club haben 38 englische, 11 französische und 7 deutsche Fahrzeuge teilgenommen, wovon nur 5 englische Fahrzeuge ohne ungewollten Aufenthalt am Ziel anlangten. Ergebnisse.

Pumpen und Gebläse.

Blowing engines driven by blast-furnace gas. (Engng. 25. Okt. 07 S. 557/58* mit 1 Taf.) Doppeltwirkende Zwillings-Zweitakt-Gasmaschine, Bauart Körting, von 800 mm Dmr. der Dampfzylinder, 1750 mm Dmr. der Gebläsezylinder, 1400 mm Hub und 80 Uml./min, gebaut von der Maschinenbau-A.-G. vorm. Gebr. Klein in Dahlbruch für die Friedrich-Alfred-Hütte in Rheinhausen.

Schiffs und Seewesen.

Die Herstellung der Schiffskessel. Von Mentz. Schluß. (Schiffbau 23. Okt. 07 S. 57/63*) Bohren der Oeffnungen für Siederrohre. Nietmaschinen. Vorgang beim Nieten. Verstemmen der Nietnähte. Stehbolzen und Anker.

Der Heckraddampfer »Josefina«. (Schiffbau 23. Okt. 07 S. 55/57*) Das von Gebrüder Sachsenberg für Venezuela gelieferte Schiff ist 33 m lang, 7,8 m breit und geht beladen nur 0,5 m tief. Von der liegenden Verbundmaschine mit 360 und 600 mm Zyl.-Dmr. und 1100 mm Hub werden zwei 2665 m breite Schaufelräder angetrieben.

Unfallverhütung.

Zur Verminderung der Unfälle in Bremsschächten. (Glückauf 26. Okt. 07 S. 1432/35*) Kritik der bisherigen Verbindungsarten von Seil und Förderkorb in seigeren Bremsschächten, die nur der Förderung dienen. Vorschlag von Tölle, um zu verhindern, daß beim Nachziehen der Mutter zur Seilkürzung Drall im Seil und damit Bruchgefahr entsteht.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

On the indicated power and mechanical efficiency of the gas engine. Von Hopkinson. (Engng. 25. Okt. 07 S. 570/74*) Versuche an einem 40 pferdigen Crossley-Motor mit Aussetzerregelung. Optischer Indikator von Hopkinson. Einfluß der Temperatur der Zylinderwände auf die Verluste. Ermittlung der angesaugten Gas- und Luftmengen. Wärmeverluste der Kompression.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 25. Okt. 07 S. 547/52*) Erörterungen über die Ergebnisse der vorstehend erwähnten, von Hopkinson angestellten Indizier- und Bremsversuche und Meinungsaustausch darüber.

Wasserversorgung.

Waste-water investigations in Philadelphia. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 367/69*) Ermittlung der Pumpenleistung und Prüfung der Behälter auf Dichtheit. Um der Wasserverschwendung zu steuern, wurde der Verbrauch in den einzelnen Stadtbezirken mit Pitotschen Röhren gemessen. Zahlenmäßige und zeichnerische Darstellung der Ergebnisse.

Werkstätten und Fabriken.

The Arthur Koppel Company's new works. (Iron Age 10. Okt. 07 S. 979/83*) Von dem 263 a großen Gebäude der Gesellschaft in Koppel, Pa., dient etwa die Hälfte zur Aufnahme der neuen Fabrik, die eine Maschinen-, eine Aufstell- und eine Wagenbau-Werkstatt, eine Schmiede sowie eine Kraftanlage von 200 KW elektrischer und 12,70 cbm/min Kompressorleistung umfaßt.

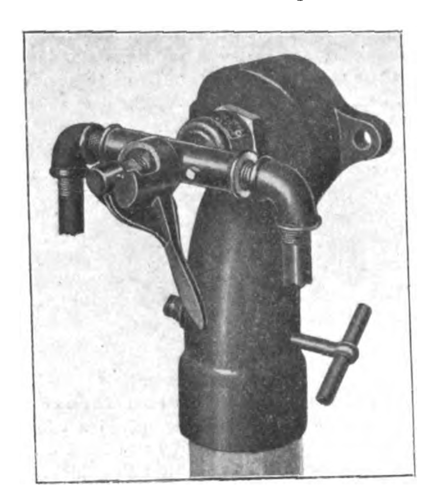


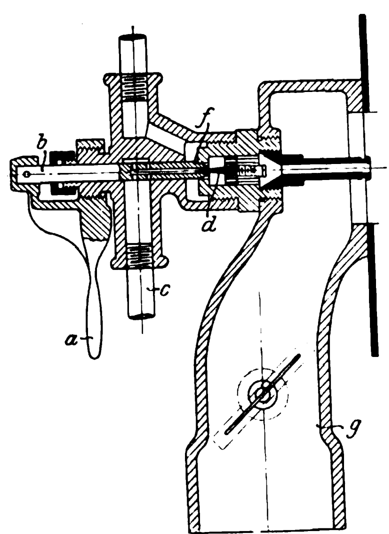
Rundschau.

Eine neue von **Kirkwood** herrührende **Feuerung für flüssigen Brennstoff**, die von Tate, Johns & Co. in Pittsburgh, Pa., ausgeführt wird, hat kürzlich in den neuen Werkstätten der **Pennsylvania Lines West of Pittsburgh** zu Fort Wayne für den Betrieb von Schmiede- und Anwärmöfen aller Art umfangreiche Anwendung gefunden[1]). Bei dem Kirkwood-Brenner, Fig. 1 und 2, wird der Zutritt des flüssigen Brennstoffes und der zum Zerstäuben dienenden Druckluft durch einen einzigen Handgriff gesteuert. Der Hebel *a* verstellt nämlich, wenn er gedreht wird, eine Spindel *b*, durch deren Bohrung das bei *c* mit etwa 1 bis 1,75 at zufließende Oel vor

Fig. 1 und 2.

Brenner von Kirkwood für flüssigen Brennstoff.



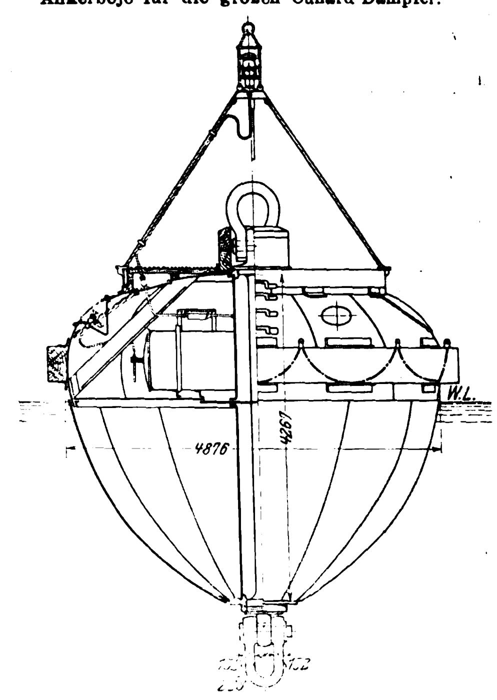


das Nadelventil *d* gelangt, die aber gleichzeitig mit ihrem kegeligen Ende *f* den Zutritt der auf rd. 1 at verdichteten Zerstäubungsluft steuert. Durch den mit einer Drosselklappe versehenen Kanal *g* wird von einem Ventilator Luft mit ganz geringem Ueberdruck in den Verbrennungsraum getrieben. Für den wirtschaftlichen Betrieb dieses Brenners ist es erforderlich, die Oel- und Luftöffnungen von vornherein so einzustellen, wie es die Natur des Brennstoffes erfordert. In diesem Fall ist aber auch der Betrieb von der Sachkenntnis des an dem Schmiedeofen beschäftigten Arbeiters unabhängig.

Zum Verankern der großen Cunard-Dampfer »**Lusitania**« und »**Mauretania**« auf dem Mersey vor Liverpool dient die in Fig. 3 dargestellte mächtige **Boje**, die von **Pintsch's Patent Lighting Company** in London gebaut ist. Der Bojenkörper besteht aus 9,5 mm starken Platten aus Flußeisen. Eine in der Mitte durchgeführte und gegen den Hohlraum abgedichtete Spindel aus Stahl trägt oben und unten Schäkel zum Befestigen der Trossen und der Ankerkette. Um ihre Lage bei Nacht kenntlich zu machen, trägt die Boje mittels eines Gestelles aus Rundeisen eine mit Preßgas gespeiste Laterne. Das Gas wird in zwei zylindrischen Behäl-

Fig. 3.

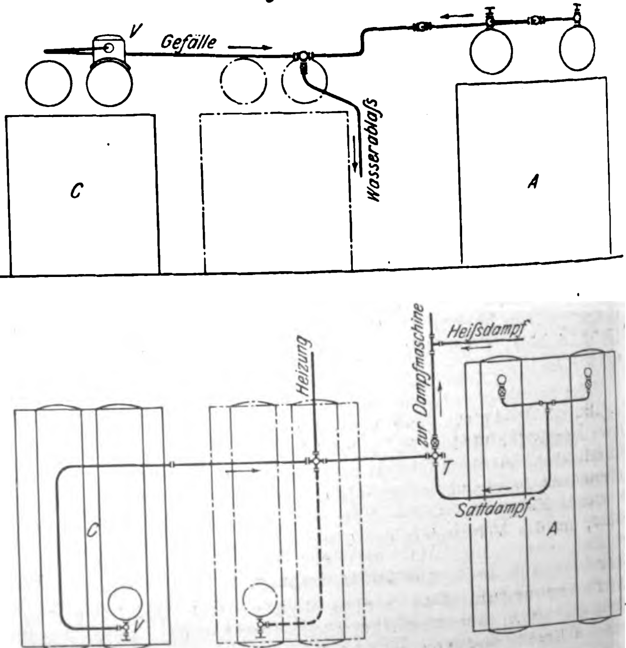
Ankerboje für die großen Cunard-Dampfer.



tern von 760 mm Dmr. und 2740 mm Länge im Innern der Boje aufgespeichert. (Engineering 23. August 1907)

Die Zeitschrift des Bayerischen Revisions-Vereines[1]) berichtet über den **Bruch eines Dampfabsperrventiles**, der infolge fehlerhaft angeordneter Dampfleitung durch Wasserschlag verursacht worden ist. Zur Zeit des Unfalles war nur der Kessel *A* der Anlage, s. Fig. 4 und 5, mit Sattdampf im Betrieb und dabei die ganze Zweigleitung bis zum Absperrventil *V* am Kessel *C* unter Dampf. In dem Augenblick, wo

Fig. 4 und 5.



[1]) The Iron Age 22. August 1907.

[1]) vom 15. September 1907.



der Wärter die Maschine abstellte, wurde von dem Ventil *V* der obere Teil des Gehäuses samt Ventil und Spindel fortgeschleudert. Augenscheinlich hatte sich in dem tiefer liegenden Teil der Zweigleitung Wasser angesammelt. Da der Kessel *C* am vorhergehenden Tag auf kurze Zeit in Betrieb genommen worden war, so war die Wasseransammlung noch gefördert worden. Beim Abstellen der Dampfmaschine ist durch die Geschwindigkeitsänderung des Dampfes in der Hauptleitung dieses Wasser in Bewegung gekommen, hat mit voller Wucht das Ventil getroffen und es zertrümmert. Das Ablaßventil war allerdings kurz vor dem Abstellen der Maschine geöffnet worden, doch konnte die Leitung durch das viel zu enge Ablaufrohr nicht schnell genug entwässert werden. Der Unfall wäre selbst bei unveränderter Anordnung der Leitungen bei Vorhandensein eines Absperr- oder Rückschlagventiles an der Abzweigstelle *T* vermieden worden.

Wir haben vor kurzem über einen großen Torpedobootzerstörer der schwedischen Marine berichtet[1]). Jetzt kommt die Nachricht aus Japan, daß auf der Werft in Maitzuru ein noch größerer **Zerstörer von 1100 t** Wasserverdrängung und 35 Knoten Geschwindigkeit auf Stapel gelegt ist. Die Bewaffnung dieses Schiffes besteht aus einem 10 cm-Geschütz und vier Torpedo-Ausstoßrohren.

Der am 5. Oktober d. J. auf der Werft von Blohm & Voß in Hamburg vom Stapel gelaufene **Kleine Kreuzer »Dresden«** ist etwas größer als die älteren Schiffe dieser Kreuzer-Klasse. Er ist zwischen den Loten 111 m, über alles 118 m lang, über das Hauptspant 13,5 m breit und seitlich 7,8 m hoch; bei 4,53 m vorderem und 5,13 m hinterem Tiefgang beträgt die Wasserverdrängung 3640 t. Die Kohlenbunker fassen rd. 900 t. Zum Antrieb dienen 4 Parsons-Turbinen, die in den Werkstätten von Blohm & Voß gebaut werden; sie sollen zusammen rd. 15000 PS leisten und dem Schiff bei 500 bis 600 Uml./min eine Geschwindigkeit von 24,75 Knoten erteilen. Auf den vier Wellen sitzen je zwei Schrauben. Ein Gürtelpanzer ist bei diesem Schiff nicht vorgesehen, dagegen ein Panzerdeck, das im wagerechten Teil 20 mm und im geneigten Teil 50 mm stark ist. Der Kommandoturm ist mit Platten von 100 mm Stärke gepanzert. Die Bewaffnung des Kreuzers besteht aus zehn 10,5 cm- und acht 5,2 cm-Schnelladekanonen sowie zwei Breitseit-Ausstoßrohren für 45 cm-Torpedos. Die Besatzung umfaßt 4 Offiziere, 13 Deckoffiziere und rd. 300 Mann.

Die in Z. 1907 S. 1601 bereits kurz erwähnten neuen **Turbinen-Schnelldampfer** »Cairo« und »Heliopolis« der Egyptian Mail Steamship Co. sind 12000 Br.-Reg.-Tons groß. Die Maschinenanlage umfaßt drei Parsons-Turbinen: eine Hochdruckturbine in der Mitte und eine Niederdruckturbine auf jeder Seite des Dampfers; sie leisten 18000 PS und erteilen dem Schiff damit eine Geschwindigkeit von rd. 20 Knoten. Im ganzen sind 7 Decke vorhanden, von denen sich 4 über die ganze Länge des Schiffes erstrecken. Die Inneneinrichtung der Dampfer ist sehr geschmackvoll und behaglich. Ganz besonderer Wert ist auf gute Lüftung gelegt; 12 mal stündlich kann die Luft im Innern des Schiffes erneuert werden. Für die Sicherheit des Schiffes sorgen 8 Querschotten sowie Zellen-Doppelböden in der ganzen Länge des Schiffes. Die »Heliopolis« wird ihre erste Reise von Marseille nach Alexandria am 7. Dezember, die »Cairo« am 25. Januar antreten.

Der zweite große **Cunard-Dampfer**, die von Swan Hunter & Wigham Richardson in Wallsend am Tyne erbaute »**Mauretania**«, hat am 22. Oktober d. J. die Bauwerft verlassen, um um die Nordküste von Schottland nach Liverpool zu dampfen. Vordem waren bereits eingehende Probefahrten mit dem Schiff vorgenommen, deren Ergebnisse jedoch bis jetzt geheim gehalten sind.

Die Michigan Central Railroad baut gegenwärtig einen **Doppeltunnel durch den Detroit River** zum Ersatz ihres bisherigen Fährenbetriebes. Der Tunnel besteht aus zwei nebeneinander liegenden Röhren, die gemeinsam auf Trägern in einem eisernen Kasten von rechteckigem Querschnitt eingebaut sind. Die Röhren haben rd. 6100 mm inneren Dmr.; sie sind aus 10 mm dickem Blech zusammengenietet und in Abständen von 3650 mm durch Rippen versteift und mit dem Kasten verbunden. Der Kasten mit den Röhren wird auf der Flußsohle 20 m unter mittlerem Wasserspiegel verlegt. Die unter Wasser liegende Tunnelstrecke ist 860 m lang. Zum Einbau werden die Tunnelkasten in Längen von rd. 80 m zusammengebaut und als Schwimmkörper an Ort und Stelle gefahren, wo sie versenkt werden. Nach dem Vernieten mit den schon verlegten Tunnelstücken wird der Hohlraum zwischen Kasten- und Tunnelwänden mit Beton ausgefüllt. Die Tunnelstrecke schließt sich am Westufer an einen 500 m langen Einschnitt und an eine 700 m lange Rampe an; am Ostufer wurden ein 1080 m langer Einschnitt und eine 1050 m lange Rampe hergestellt. Der Tunnelbau, der die Leistungsfähigkeit der Bahn um das Dreifache vergrößern wird, soll bis zum Jahr 1909 mit einem Kostenaufwand von nahezu 8,5 Mill. ℳ fertiggestellt werden. (Engineering 18. Oktober 1907)

[1]) Z. 1907 S. 1762.

Die Bauunternehmung des **Simplon-Tunnels** wendet sich in längeren Ausführungen gegen den Plan der Generaldirektion der Schweizerischen Bundesbahnen, den Parallelstollen bereits jetzt voll auszubauen[1]), und bestreitet, daß aus bautechnischen oder betriebstechnischen Gründen eine Notwendigkeit dazu vorliege.

Nach einer von der Submarine Signal Company herausgegebenen Zusammenstellung beträgt die Zahl der mit **Unterwasser-Schallsignalen** ausgerüsteten Schiffe 252[2]). Außerdem sind noch 38 Feuerschiffe, davon 5 deutsche, mit solchen Einrichtungen ausgestattet. Von deutschen Reedereien besitzen die Hamburg-Amerika-Linie 14, der Norddeutsche Lloyd 13, die Woermann-Linie und die Hamburg-Südamerikanische Dampfschiffahrtsgesellschaft sowie die Argo-Linie je 2 dieser Dampfer. Von deutschen Kriegschiffen sind der Panzerkreuzer »Roon«, der Kleine Kreuzer »München« und die Jacht »Hohenzollern« mit Schallsignalen ausgerüstet.

Versuche über das Eindringen der Hitze brennender Trümmer **in darunter liegendes Erdreich**, die von der Branddirektion Hannover unter Mitwirkung der Firma Martini & Hüneke mit einigen Koksöfen auf 1 m hohen Schüttungen angestellt worden sind, haben ergeben, daß schon verhältnismäßig dünne Erdschichten außerordentlich isolierend wirken. Nach 21 Stunden sind bei über 1200° Temperatur des Koksfeuers in 10 cm Tiefe nur 270° erreicht worden, in 30 cm Tiefe 85°, in 50 cm Tiefe 50°, in 75 cm Tiefe 20° und in 1 m Tiefe 17°. Für das Eindringen der Hitze spielt der Wassergehalt der Erde eine wesentliche Rolle; denn in einem Falle hat sich die Temperatur in 10 cm Tiefe sehr lange auf 100°, also in der Höhe des Siedepunktes von Wasser, erhalten. In 50 cm Tiefe sind erst nach 46 st 70°, die mittlere Siedetemperatur des Handelsbenzins, erreicht worden. Danach erscheint es mehr als ausreichend, wenn die Behälter für feuergefährliche Flüssigkeiten mit ihrer Oberkante wenigstens 50 cm tief unter der Erdoberfläche gelagert werden. (Zentralblatt der Bauverwaltung 26. Oktober 1907)

Am 28. Oktober d. J. haben der **Parsevalsche Motorballon** und der **Motorballon der deutschen Heeresverwaltung Dauerfahrten** in der Umgegend von Berlin gemacht, wobei der von Graf Zeppelin mit seinem Luftschiff aufgestellte Rekord[3]) fast erreicht worden ist. Der erstgenannte Motorballon kehrte nach 7 st 25 min, das Militärluftschiff nach 8 st 10 min zur Auffahrtstelle zurück.

Der Parsevalsche Motorballon hatte allerdings auf der Fahrt eine Zwischenlandung ausgeführt, um neues Kühlwasser für den Motor einzunehmen. Die hierbei sowie bei seiner endgültigen Landung ohne Hülfsmannschaft bewiesene Handlichkeit setzt die Vorzüge der in diesem Luftschiff verkörperten unstarren Bauart in ein besonderes helles Licht. Die Witterungsverhältnisse waren am Tage des Aufstieges recht günstig.

Bei der **Verstaatlichung der Eisenbahnen in Japan**[4]) werden zugleich die einzelnen Linien erweitert und ausgebaut. Auf Strecken von rd. 1300 km Gesamtlänge soll ein zweites Gleis gelegt werden. Außerdem wird beabsichtigt, 900 neue Lokomotiven, 19000 Güterwagen und 1000 Personenwagen neu einzustellen. (The Iron Age 10. Oktober 1907)

Der Bau der **Eisenbahn über die Inselgruppe der Florida-Keys**, über den wir mehrfach berichtet haben[5]), nähert sich seinem Ende. Anfang 1908 soll die Linie vom Norden bis

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1720.
[2]) Vergl. auch Z. 1907 S. 1402.
[3]) Z. 1907 S. 1642.
[4]) s. Z. 1907 S. 1087.
[5]) Vergl. Z. 1905 S. 1842; 1906 S. 882.

Knight's Key fertig sein. Südlich hiervon sind schon heute rd. 80 vH der Strecke fertig. Es bleibt noch der Teil zwischen Bahia Honda und Knight's Key, rd. 19 km, zu vollenden; im Zuge dieser Strecke sind noch drei Meeresarme durch Viadukte aus Eisenbeton zu überspannen.

Das preußische Kultusministerium erläßt im »Staatsanzeiger« folgende amtliche Bekanntmachung: Im Einverständnis mit dem Staatsministerium ist mit dem oldenburgischen Staatsministerium eine Erweiterung der gegenseitigen Anerkennung der von den preußischen Oberrealschulen und der von der Oberrealschule in Oldenburg ausgestellten Reifezeugnisse hinsichtlich der Berechtigungen, die sie gewähren, vereinbart worden. Danach werden die **Reifezeugnisse der Oberrealschule in Oldenburg** in Preußen auch anerkannt als Nachweise ausreichender Schulbildung für das Studium des Bergfaches und für die Zulassung zu den Prüfungen, durch welche die Befähigung zu den technischen Aemtern bei den Bergbehörden des Staates darzulegen ist. Jedoch ist vorbehalten, daß über die Zulassung der Abiturienten der Oberrealschule in Oldenburg zu dem Bergfache in Preußen von Fall zu Fall entschieden wird.

Für eine **Erweiterung des Hafens von Buenos Aires** ist vom argentinischen Senat die Summe von rd. 35 Mill. *M* bewilligt worden.

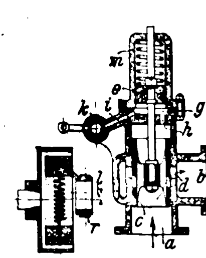
Berichtigung.

Z 1907 S. 1740 in der Legende zu Fig. 5

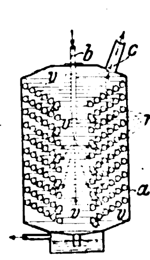
lies: Stauschieber und Regler } 28 20 10 vH (im Mittel 16 vH) statt 20 20 10 vH (im Mittel 10 vH)

Patentbericht.

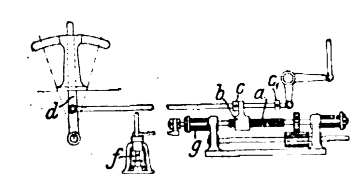
Kl. 14. Nr. 183394. Kraftmitteleinlaß für Turbinen. Melms & Pfenninger, G. m. b. H., München-Hirschau. Dampf (oder Gas) tritt von *a* durch *h* nach *g*, hebt den Kolben *e* samt dem Einlaßschieber c und strömt durch *d*, *b* zur Turbine; wenn aber durch *i* und *k* Dampf aus *g* ins Freie gelassen wird, schließt die Feder *m* den Einlaß. Der Steuerhahn *k* wird durch ein Exzenter *r* bewegt und steht um so länger offen, je geschwinder die Maschine geht und je größer der Hub *l* unter Einfluß der Schwungmassen *m* wird. Anderseits erteilt *r* dem Hahn *k* bei jedem Umlauf eine Hin- und Herbewegung, die sich auf den Einlaßschieber *c* überträgt, so daß der Turbine absatzweise eine größere oder kleinere Dampfmenge zugeführt wird.



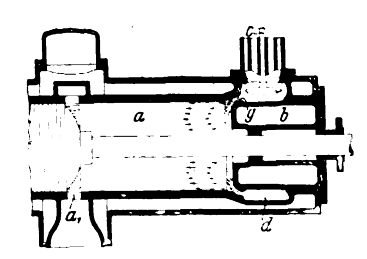
Kl. 17. Nr. 183410. Kühler und Verflüssiger für Gase. G. Hildebrandt, Berlin. In dem Entspannungsgefäß *a*, worin von *b* her eingeführte verdichtete oder verflüssigte Gase zur Kälteerzeugung auf Atmosphärendruck gebracht und bei c wieder abgesaugt werden, sind oben und unten offene Rohrschlangen (oder kleine Kammern, Waben usw.) von geringem Durchmesser angeordnet, in deren Hohlraum *r* die Luft stehen bleibt und nicht wie die aus *r* regelmäßig durch c entfernt wird. Durch die dauernde Entspannung in *v* wird die Luft in *r* stärker abgekühlt und schließlich verflüssigt, der dadurch in *r* entstehende Unterdruck saugt von oben neue Luft *v* an, die stark gekühlte oder verflüssigte Luft fließt unten aus und wird technischen Zwecken zugeführt. Bringt man oben und unten offene Rohrschlangen schichtenweise übereinander an, so verdampft das aus den oberen Schichten abfließende flüssige Mittel auf den unteren, so daß das Ganze als Säule zum Trennen von Mischgasen dienen kann.



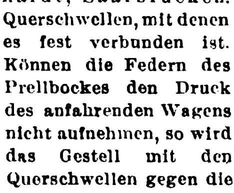
Kl. 35. Nr. 183419. Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen. H. Goerrig, Essen a. Ruhr. Die von der Maschine angetriebene Schraubenspindel *a*, die mittels Laufmutter *b* und eines der Anschläge c, c_1 der Steuerstange gegen Ende der Fahrt den Steuerhebel *d* in die Mittelstellung bringt, ist in der Längsrichtung verschieblich gelagert und mit einer besondern Abstellvorrichtung *f* so verbunden, daß sie bei unrichtiger Auslegung des Steuerhebels *d* durch *c* oder c_1 gegen eine der Federn *g* verschoben wird und den Kraftzufluß absperrt.

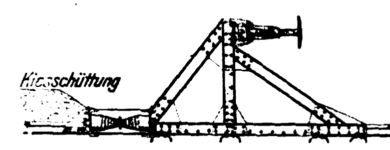


Kl. 46. Nr. 183426. Zweitaktmaschine. Gebr. Körting A.-G., Linden bei Hannover. Dem vom Kolben gesteuerten Auspuffende a_1 des Zylinders *a* gegenüber ist ein vom Ventil *c* mit Spülluft und neuer Ladung zu füllender Ringraum *d* angeordnet, der durch einen Ringspalt *g* in dauernder Verbindung mit *a* bleibt. Der Ringspalt *g* kann von *a* und dem Deckel *b* als ununterbrochener Ring gebildet werden oder auch durch Querverbände in mehrere Kanäle geteilt sein.

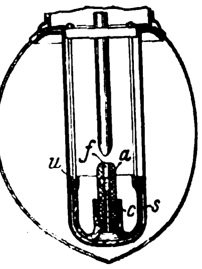


Kl. 20. Nr. 188603. Verschiebbarer Gleisprellbock. Ph. Gebhardt, Saarbrücken. Das Gestell des Bockes ruht unmittelbar auf Querschwellen, mit denen es fest verbunden ist. Können die Federn des Prellbockes den Druck des anfahrenden Wagens nicht aufnehmen, so wird das Gestell mit den Querschwellen gegen die auf den Schienen befestigten Federn verschoben; schließlich werden die Befestigungsniete der Federn abgeschert und die Böcke in die Kiesschüttung hineingedrückt.

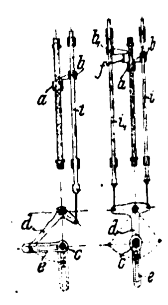




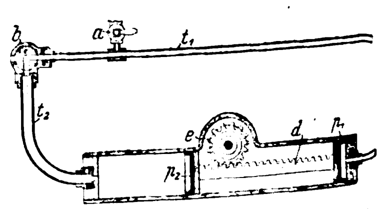
Kl. 21. Nr. 189185. Quecksilberdampflampe. H. W. Gethe und E. Dürsteler, Aarau (Schweiz). Die untere, mit einer Bohrung *f* versehene Kohle *a* wird von einem glockenförmigen Kohlenhalter *c* gehalten, der so geformt ist, daß das sich niederschlagende Quecksilber von der am inneren Umfang befindlichen Rinne *u* durch Kanäle *s* nach unten läuft, in der Durchbohrung *f* wieder aufsteigt und zur Verdampfung gelangt.



Kl. 35. Nr. 183214. Sicherheitsvorrichtung für Fördermaschinen. O. Kammerer, Charlottenburg. Die Abstellstange *i*, die gegen Hubende von der Teufenzeigermutter *a* mittels Nase *b* gehoben wird, ist mit der Anlaßwelle *e* der elektrischen Maschine durch eine Kurbelschleife *de* verbunden, bei der das Uebersetzungsverhältnis von *d* zu *e*, entsprechend der abnehmenden Geschwindigkeit von *a*, bis zur (gestrichelten) Nullage wächst, so daß die Lastgeschwindigkeit erst langsam, dann immer rascher vermindert wird und sanft in null übergeht. Zur Regelung des Anlassens wird mit *d* eine zweite Stange i_1 mit gegenläufiger Bewegung verbunden, deren Nase t_1 in der Nullstellung einen toten Gang *f* hat, so daß der Führer zunächst nur die diesem Todgang entsprechende Triebkraft einstellen und sie erst mit sinkendem *a* vergrößern kann. Hierbei ist die Uebersetzung von *d* zu *e* zuerst am größten und nimmt dann ab, so daß die Geschwindigkeit erst rasch ansteigt und dann allmählich in die Beharrgeschwindigkeit übergeht.



Kl. 46. Nr. 183127. Anlaßvorrichtung. E. Batisse und P. Drevet, Lyon. Die Vorrichtung ist bei *a* mit einem Druckluft- oder Druckgasbehälter, bei *e* mit der Welle der anzulassenden Maschine (durch ein laufendes Gesperre) verbunden. Man verbindet durch den Vierwegehahn *b* das Rohr t_2 mit der freien Luft und öffnet den Hahn *a*; dann werden die Kolben p_1, p_2 nach links geschoben und setzen durch das Zahnstangengetriebe *de* die Maschine in Gang. Nun schließt man *a* und verbindet t_1 mit dem als Behälter wirkenden weiten Rohre t_2, um es mit der noch gespannten Abluft zu füllen. Endlich verbindet man t_1 mit der freien Luft, worauf die aus t_2 sich ausdehnende Luft die Vorrichtung in die Anfangsstellung zurückbringt.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Zur Kritik des Buches von Mentz: Schiffskessel.

Geehrte Redaktion!

Zu der in Nr. 39 dieser Zeitschrift auf S. 1553 enthaltenen Kritik meines Buches »Schiffskessel«, gestatte ich mir folgendes mitzuteilen:

1) Es entspricht nicht den Tatsachen, daß der achte Abschnitt [Nietverbindungen] meines Buches sich auf eine in dieser Zeitschrift 1898 S. 880 veröffentlichte Arbeit des Hrn. Professors Dieckhoff »stützt« und ihr »nachgebildet« ist. Dieser Abschnitt meines Buches behandelt in seinem weitaus größten Teil überhaupt Sachen, die in dem Dieckhoffschen 4 Seiten langen Aufsatz gar nicht enthalten sind. Soweit der achte Abschnitt und der Dieckhoffsche Aufsatz denselben Gegenstand behandeln, also bezüglich der üblichen Nietberechnung, ist zu bemerken, daß letztere naturgemäß schon vor Erscheinen des Dieckhoffschen Aufsatzes bekannt war, da hierbei einfach das durch die Nietlöcher geschwächte Blech auf Zug und die Niete auf Abscherung berechnet werden. Daß diese Nietberechnung, wie ich auf S. 83 meines Buches ausgeführt habe, meist nicht in jedem Einzelfalle direkt, sondern häufig nur zur Aufstellung von Tabellen benutzt worden ist, welche dann beim Entwurf der Nietverbindungen verwendet werden, ändert an Obigem nichts. Was ich an Neuem aus dem Dieckhoffschen Aufsatz in mein Werk übernommen habe, ist allein die Feststellung der Nietteilung; an dieser Stelle habe ich natürlich, wie es ja der Herr Kritiker auch erwähnt, durch eine Fußnote »Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898 S. 880« auf die Quelle hingewiesen.

Der Satz der Kritik: »Als Ironie der Verhältnisse muß es aufgefaßt werden, daß gerade aus diesem, dem erwähnten Aufsatz nachgebildeten Teil eine der von der Verlagsbuchhandlung gewählten Reklameseiten entnommen ist«, fällt nach dem Obigen bereits in sich zusammen. Eine wirkliche Ironie liegt darin, daß die betreffende Seite von mir selbst ausgesucht ist, nachdem die Verlagsbuchhandlung die Bitte an mich gerichtet hatte, zwei Seiten meines Buches für einen von ihr herauszugebenden Prospekt zu bestimmen.

2) Es entspricht nicht den Tatsachen, daß die Abschnitte meines Buches über Wasserrohrkessel »in der Hauptsache eine Zusammenstellung der in den verschiedenen Zeitschriften, namentlich im »Schiffbau« durch Züblin veröffentlichten Arbeiten geben«. Hierüber habe ich in der Vorrede meines Buches bereits gesagt: »Während sich über Wasserrohrkessel in Zeitschriften usw. verschiedentlich, teilweise allerdings veraltete, Aufsätze finden, ist über Zylinderkessel in der deutschen Literatur so gut wie nichts vorhanden« und »Selbstverständlich wurde die bestehende Literatur benutzt; es fand sich jedoch darin, wie schon oben angedeutet, sehr wenig Material. Am meisten Stoff boten noch die von der kaiserlichen Marine veröffentlichten Vorschriften über die Bedienung der Kessel, Materialabnahme usw.«. Bei einer der obigen Kritik entsprechenden Benutzung der Zeitschriftenliteratur über Wasserrohrkessel würde ich diese Aufsätze selbstverständlich ebenso zitiert haben, wie es in bezug auf einige Sätze auf den Seiten 151 und 189 geschehen ist. Das Material über Wasserrohrkessel ist mir im Gegenteil direkt von den betreffenden Firmen usw. zugegangen und von mir unabhängig von den über Wasserrohrkessel veröffentlichten Aufsätzen bearbeitet worden. Naturgemäß befanden sich in diesem Material auch Photographien und Zeichnungen, welche die betreffenden Firmen usw. früher schon andern zur Veröffentlichung überlassen hatten.

Dies zur tatsächlichen Berichtigung. Jedes weitere Eingehen auf die genannte Kritik würde eine Gegenkritik in eigener Sache sein, die mir durchaus fernliegt.

Danzig-Langfuhr, den 11. Oktober 1907.

Hochachtungsvoll
Dipl.-Ing. W. Mentz,
Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Danzig.

Geehrte Redaktion!

Auf die Mitteilung des Hrn. Professors Mentz gestatte ich mir folgendes zu erwidern:

Zu 1) Professor Dieckhoff sagt in seinem vor 9 Jahren erschienenen Aufsatz über »Entwerfen von Dampfkesselnietungen«: »Eine Nietung zu entwerfen, namentlich, wenn sie mehreren, leider sehr verschieden entwickelten Vorschriften von Behörden oder Klassifikationsgesellschaften genügen soll, erfordert langwieriges Probieren. Dabei hat sich der folgende, von mir eingeschlagene Weg schon seit mehreren Jahren als sehr zweckmäßig und rasch zum Ziele führend herausgestellt.«

Hr. Professor Mentz sagt auf S. 83 seines Werkes: »Daß die in den Tabellen auf S. 34 bis 37 für φ angegebenen Werte so verschieden sind — sie schwanken dort zwischen 0,82 und 0,93 —, mag darin seinen Grund haben, daß man wohl selten eine Vernietung durch Gleichungen festgestellt hat, sondern vielmehr Nietdurchmesser und Teilung aus Tabellen oder mehr durch Probieren unter stetem Nachrechnen, ob die zulässige Blech- und Nietbeanspruchung nicht überschritten ist, bestimmt hat. Auf diese Weise ist es aber schwierig, ein bestimmtes φ und gerade noch zulässige Blech- und Nietbeanspruchungen zu erhalten, welche aber mit Rücksicht auf Gewicht und Kosten möglichst zu erstreben sind. Die für einen vorliegenden Fall günstigste Nietung läßt sich jedenfalls am schnellsten und genauesten nach der angegebenen Methode finden.«

Diese Gegenüberstellung zeigt, daß beide Verfasser denselben Zweck verfolgen. Inwieweit nun sich die Methode des Herrn Professors Mentz auf den von Professer Dieckhoff eingeschlagenen Weg stützt, mag folgende Zusammenstellung zeigen:

Auf Grund der Blechfestigkeit stellen fest:

Professor Dieckhoff:	Professor Mentz:
$s_0 = \frac{D\,p}{2\,k_z} = \frac{D\,p\,\gamma}{2\,K_z}$	$\frac{D\,p}{2} = s\,k_z$

Die Einführung von $\varphi = \frac{s_0}{s}$

ergibt

$s_0 = s\varphi = \frac{D\,p\,\gamma}{2\,K_z}$	$\frac{D\,p}{2} = s\,\varphi\,\frac{K_z}{\gamma}$
$s = \frac{D\,p\,\gamma}{2\,\varphi\,K_z}$	$s = \frac{D\,p\,\gamma}{2\,\varphi\,K_z}$

Für die Nietfestigkeit lauten die Gleichungen bei

Professor Dieckhoff: | Professor Mentz:

$$d^2\,\frac{\pi}{4}\,n\,k_s = s_0\,t\,k_z$$

Nach Obigem ist:

$$s_0\,k_z = \frac{D\,p}{2},$$

folglich

Professor Dieckhoff:	Professor Mentz:
$\frac{D\,p}{2}\,t = d^2\,\frac{\pi}{4}\,n\,k_s.$	$\frac{D\,p}{2}\,t = d^2\,\frac{\pi}{4}\,n\,k_s.$

Hieraus folgt die Zahl der Nietquerschnitte n bei

Professor Dieckhoff:	Professor Mentz:
Da $\varphi = \frac{t-d}{t}$ oder $t = \frac{d}{1-\varphi}$,	Da $\varphi = \frac{t-d}{t}$, folglich $t = \frac{d}{1-\varphi}$

so wird

$$d^2\,\frac{\pi}{4}\,n\,k_s = s_0\,\frac{d}{1-\varphi}\,k_z,$$

da wieder $s_0\,k_z = \frac{D\,p}{2}$

$d^2\,\frac{\pi}{4}\,n\,k_s = \frac{D\,p}{2}\,\frac{d}{1-\varphi},$	$\frac{D\,p}{2}\,\frac{d}{1-\varphi} = n\,d^2\,\frac{\pi}{4}\,k_s$

daraus würde folgen:

$n = \frac{D\,p}{2\,(1-\varphi)\,\frac{\pi}{4}\,k_s\,d}.$	$n = \frac{D\,p}{2\,(1-\varphi)\,\frac{\pi}{4}\,k_s\,d}.$

Die Bestimmung der Teilung t ist, wie vom Herrn Verfasser angegeben, der Dieckhoffschen Arbeit entnommen. Da nun ferner der Nietdurchmesser, wie bei Dieckhoff, nach in der Praxis üblichen Werten bestimmt und die Festigkeit der Nietnaht in den einzelnen Nietreihen nach dem in der Dieckhoffschen Arbeit angegebenen Prinzip berechnet wird, so muß

ich zu meinem Bedauern die in der Kritik gebrauchten Ausdrücke »stützt« und »nachgebildet« in bezug auf die Nietverbindungen aufrecht erhalten.

Zu 2) Von dem »sehr wenigen Material«, das der Herr Verfasser in der bestehenden Literatur gefunden, gibt folgende Zusammenstellung der Figuren Zeugnis:

Mentz		Figuren im vergleiche	»Schiffbau«	
Seite	Figur		Jahrgang	Seite
158	119		III	138
164	122		VII	551
165	123		VII	553
187	141		VI	6
187	142		VI	6
189	143		VI	8
193	145		VI	66
202	154		VI	115
203	155		VI	114
203	156		VI	115
Yarrow-Kessel			»Bauer«	
182	137		S. 468 der ersten Ausgabe.	

Hierzu möchte ich bemerken, daß es sich bei den angeführten Figuren nur um solche handelt, die im wiedergegebenen Gegenstande selbst übereinstimmen und nur im Größenmaßstab voneinander abweichen.

Der Herr Verfasser sucht die Uebereinstimmung der Figuren mit der Ueberlassung gleichen Materials zu erklären; das mag richtig sein, aber die Aufsätze Züblins und andrer waren beim Erscheinen des Mentzschen Werkes schon vorhanden, und die Behauptung, daß sich in der bestehenden Literatur sehr wenig Material fand, läßt sich danach nicht aufrecht erhalten. Gerade im Hinblick auf dieses vorhandene, zeitgemäße Material erachte ich den Ausspruch »in der Hauptsache eine Zusammenstellung der in den verschiedenen Zeitschriften usw.« für berechtigt.

Hamburg, den 26. Oktober 1907.

Hochachtungsvoll

O. Raetz,

Marine-Oberstabsingenieur a. D. und Lehrer am Staatlichen Technikum zu Hamburg.

Geehrte Redaktion!

Zu der Erwiderung des Hrn. Raetz vom 26. ds. Mts. gestatte ich mir zu bemerken:

Zu 1) Hr. Raetz beschränkt seine Behauptung nunmehr auf den über Nietberechnung handelnden Teil des achten Abschnittes. Daß er jetzt zur Begründung seiner Behauptung die Formeln für diese Nietberechnung selbst aufführt, ist mir sehr lieb: ich kann es ruhig der Beurteilung der Fachgenossen überlassen, ob diese Formeln aus der niederen Mechanik für die Berechnung der Blechstärke und der Niete erst im Jahr 1898 von Hrn. Professor Dieckhoff zum erstenmal aufgestellt und veröffentlicht sein werden.

Die Uebereinstimmung der von Hrn. Raetz aufgeführten 6 Schlußformeln mit den von mir gegebenen ist allerdings auffällig; noch auffälliger ist indessen, daß sich diese 6 von Hrn. Raetz gegebenen Formeln in der Arbeit des Hrn. Dieckhoff in dieser Fassung gar nicht finden, sondern erst von Hrn. Raetz durch Umformung der Dieckhoffschen Formeln hergestellt sind, was aber nur durch das Wort »würde« vor der letzten Formel angedeutet wird. Der Vorschlag des Hrn. Prof. Dieckhoff, »die Nietdurchmesser nach in der Praxis üblichen Werten zu bestimmen«, dürfte wohl kaum etwas Neues sein. Schließlich ist auch die Festigkeit der Nietnaht in den einzelnen Reihen nicht zuerst von Professor Dieckhoff untersucht, sondern z. B. schon in dem 1890 erschienenen Buch »Schlick, Handbuch für den Eisenschiffbau« auf S. 304 und f. enthalten.

Zu 2) Hr. Raetz beschränkt seine Behauptung jetzt auf bestimmte Abbildungen, und zwar zählt er von den 55 Figuren über Wasserrohrkessel 11 auf. Auf jede derselben mit Ausnahme einer schematischen Skizze trifft meine frühere Behauptung zu, daß sie mir mit dem Material über Wasserrohrkessel von den betreffenden Firmen direkt zugegangen seien; auch sie sind also nicht den betreffenden Aufsätzen entnommen, so daß sich die Behauptung des Hrn. Raetz, »die Abschnitte meines Buches über Wasserrohrkessel geben in der Hauptsache eine Zusammenstellung der in den verschiedenen Zeitschriften veröffentlichten Arbeiten«, selbst durch diese Aufzählung nicht rechtfertigen läßt.

Hochachtungsvoll

Danzig-Langfuhr, 31. Oktober 1907. W. Mentz.

Geehrte Redaktion!

Zu der Erwiderung des Hrn. Mentz vom 31. Oktober gestatte ich mir zu bemerken:

Zu 1) Durch die überaus einfache Umformung der Dieckhoffschen in die von Hrn. Mentz aufgestellten Gleichungen glaube ich gezeigt zu haben, daß sich die Mentzsche Methode auf die Dieckhoffsche Arbeit »stützt«. Bei buchstäblicher Uebereinstimmung der einzelnen Gleichungen hätte ich den Ausdruck »abgeschrieben« gebrauchen müssen.

Wenn auch die Einzelheiten des von Dieckhoff eingeschlagenen Weges bekannt waren, so ändert dies doch nichts an der Tatsache, daß diese Art und Weise der Bestimmung einer Nietverbindung von Dieckhoff zum ersten Male übersichtlich zusammengestellt und in der Mentzschen Methode nachgebildet ist.

Zu 2) Ich beschränke meine Behauptung nicht auf die Abbildungen, obgleich die Zahl 11 derselben leicht vermehrt werden kann; z. B. Fig. 128 und 129 S. 170 des Mentzschen Buches zeigen einen teilweise veralteten Dürrkessel, der schon in dem Aufsatz »Die konstruktive Entwicklung der Dürrkessel in der deutschen Kriegsmarine« von v. Buchholz, Schiffbau II. Jahrgang, veröffentlicht ist. Aber nicht allein die Zahl dieser Figuren, sondern der Umstand, daß sie gerade die hauptsächlich auf Schiffen verwendeten Wasserrohrkessel darstellen, ist für meine Behauptung maßgebend. Die angezogenen Figuren enthalten den Belleville-, Babcock & Wilcox-, Dürr- und Yarrow-Kessel, den Thornycroft-Kessel vom »Speedy-Typ«, den Thornycroft-Kessel vom »Daring-Typ«, den verbesserten Thornycroft-Kessel, den Schulz-Thornycroft-Kessel, den Thornycroft-Kessel der Germaniawerft und die Wasserzirkulation in dem letzteren. Die sonst noch von Hrn. Mentz gebrachten Wasserrohrkessel, als Schütte-, Miyabara-, Stirling-, Reed-Kessel usw. dürften nur selten zur Ausführung gelangt und deshalb weniger wichtig sein.

Die an die angeführten Figuren angeknüpften Betrachtungen des Hrn. Mentz sind meist kürzer gehalten als die in den verschiedenen Zeitschriften veröffentlichten Arbeiten, weichen aber inhaltlich nicht bedeutend von denselben ab.

Inwieweit hiernach der Ausspruch: »Die Abschnitte über Wasserrohrkessel geben in der »Hauptsache« eine Zusammenstellung der in den verschiedenen Zeitschriften veröffentlichten Arbeiten«, berechtigt ist, überlasse ich der Beurteilung des Lesers.

Hochachtungsvoll

Hamburg, den 3. November 1907. O. Raetz.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **45. bis 47. Heft** erschienen; es enthält:

C. Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken. (Zweiter Teil)

Der Preis dieser drei in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 3 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können den Band für 1,50 *M* beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 46. **Sonnabend, den 16. November 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

(hierzu Textblatt 17 und 18)

Die Aufschließung der Nickelerzlagerstätten in Neukaledonien.[1])

Von Direktor **G. Dieterich**, Chemnitz.

(Vorgetragen auf der 48sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1907)

(hierzu Textblatt 17 und 18)

Das Deutsche Reich fand, als es vor nun beinahe einem Vierteljahrhundert Kolonialmacht wurde, nicht gerade noch die besten und meistversprechenden Länder, die auf der Erde noch aufzuteilen waren, zum Erwerb als Kolonien vor, sondern zum großen Teile Gebiete, die sich durch ihre natürliche Lage oder die Beschaffenheit des Bodens oder der Bevölkerung für Kolonisation am wenigsten eignen. Da man uns Deutschen häufig den Vorwurf macht, wir könnten nicht kolonisieren, und uns auf alle möglichen Länder und Völker, namentlich auf die alten Kolonialmächte, als Beispiele für die Art und Weise, wie überseeische Besitzungen dem europäischen Wirtschaftsgebiet anzugliedern sind, verweist, ist es für den deutschen Ingenieur sehr interessant, solche Beispiele überseeischer Kolonisation zu verfolgen, die, aus nichtdeutschen Ländern bestehend, doch unter hervorragender Nachhülfe der deutschen Industrie an das europäische Wirtschaftsgebiet angeschlossen worden sind.

Sieht man von politischen oder militärischen Erwägungen ab, so werden Kolonialgebiete von den Stammländern erworben entweder mit Rücksicht auf eine große kaufkräftige Bevölkerung, die dem Mutterlande Gelegenheit zur Ausfuhr seiner Erzeugnisse bietet, oder wegen der Bodenschätze land- oder forstwirtschaftlicher Natur, so daß die Kolonie als Lieferant für Getreide, Futtermittel, Vieh, Hölzer usw. für das Mutterland in Betracht kommt, oder schließlich wegen mineralischer Schätze, die als Erz, Kohle usw. der heimischen Industrie zugeführt werden können.

Wir selbst sind im Besitz von großen überseeischen Gebieten, auf deren Mineralreichtum zwar von der deutschen Industrie große Hoffnungen gesetzt werden, die jedoch aus mancherlei Gründen noch nicht soweit aufgeschlossen sind, daß sie uns nennenswerte Einnahmen gebracht hätten. Da wir aber an andern Ländern Beispiele für die Erschließung solcher in kolonialen Gebieten liegenden großen Erzfundstätten haben, die diesen Ländern ganz ungeheuere Vorteile gebracht haben und noch bringen, so kann es für uns den Wert eines Vorbildes haben, ihre Entwicklung zu betrachten, eines Vorbildes etwa in der Richtung, daß wir erwägen können, es entweder nachzuahmen oder an seinen Nachteilen zu lernen.

So verschieden die Erwägungen sind, die zum Erwerb von Kolonien bestimmen können, so verschieden ist auch der Einfluß, den die einmal erworbenen Kolonien auf das Mutterland ausüben. Ganz besonders ist dies der Fall bei der Angliederung solcher Gebiete an das europäische Wirtschaftsgebiet, die mineralische Rohstoffe liefern und Erze oder Kohlen abgeben können. Erstens vermehren sie mit den Rohstoffen, die sie liefern, den natürlichen Reichtum der Heimat; zum andern geben sie dem Heimatlande, sofern es, wie das Deutsche Reich, ein gewerblich erzeugendes Land ist, Gelegenheit, einen Teil seiner gewerblichen Erzeugnisse in Form von Bergwerkmaschinen, Eisenbahnen, Transportanlagen usw. der Kolonie zuzuführen. Letztere erhöht also damit den gewerblichen Umsatz, ferner aber kann sie, da das Bestehen von großen Bergwerkanlagen notwendigerweise im Laufe der Zeit zu einer Besiedelung durch europäische Arbeiter führen muß, auch als Abwanderungsgebiet für diejenigen Arbeitkräfte in Frage kommen, die aus irgend welchen Gründen das engere Heimatgebiet verlassen wollen; und schließlich darf nicht unerwähnt bleiben, daß die Schiffahrt des Heimatlandes aus dem Transport der in der Erzkolonie gefundenen Rohstoffe ebenfalls Vorteile zieht, insofern, als ihr Gelegenheit zu nutzbringenden Frachten gegeben wird. Diese hier aufgeführten Umstände sind eigentlich so selbstverständlich, daß es kaum notwendig erscheint, sie zu erwähnen; aber diese Selbstverständlichkeiten werden alle beherrscht von der einen Erwägung: überseeische Kolonien und europäische Industriegebiete sind in ihrem innersten Wesen stets soweit von einander verschieden, daß selbst bei innigster Gemeinsamkeit beider die Verhältnisse des einen Gebietes auf diejenigen des andern nie und nimmer ohne weiteres übertragen werden dürfen. Es wird stets an die Industrie, welche ein Kolonialgebiet aufschließen soll, die Hauptforderung zu stellen sein, an diese Arbeit mit vollkommener Unbefangenheit heranzutreten, sich vor allen Dingen von dem Gedanken loszumachen, europäische Verhältnisse oder überhaupt die Verhältnisse des Mutterlandes als Vergleichmaßstab für diejenigen der Kolonie heranzuziehen. Denn es ist unter allen Umständen zu vermeiden, daß einer Kolonie Verhältnisse aufgezwungen wer-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

den, die sich wohl bei uns ganz gut bewährt haben mögen, die aber dort, an Stellen ganz andrer Kulturentwicklung, versagen müssen. Das, was hier in Deutschland auf der nach allen Seiten abgeglichenen blanken Fläche Jahrhunderte alter Wirtschaftsentwicklung die einzige Möglichkeit einer industriellen Auswertung ist, kann, wenn es ohne weiteres auf das unebene Geröll der jungen Kultur eines Kolonialgebietes übertragen wird, für dieses von größtem Unsegen werden.

Lassen Sie uns nun einmal vom Standpunkt des Ingenieurs die industrielle Erschließung eines Kolonialgebietes betrachten, das erst seit kurzer Zeit, seit etwa 50 Jahren, der Kultur erschlossen ist, anfangs unter rein staatlicher Verwaltung, in neuerer Zeit durch private Unternehmungen.

Vor der Ostseite des australischen Kontinentes, als dem letzten Ausläufer der indoaustralischen Inselgruppe, die einst Australien mit dem asiatischen Festland verband, liegt die Insel Neukaledonien zwischen dem 20. und 22. Grad südlicher Breite, durchschnitten von dem 163. Längengrad östlich von Greenwich, ein französischer Kolonialbesitz, der insofern bemerkenswert ist, als er lange Zeit nicht sowohl zur Schaffung wirtschaftlicher Werte, sondern als Strafkolonie, als Verschickungsgebiet, gedient hat.

Seit etwa 7 Jahren hat Frankreich die Verschickung nach diesem Gebiet aufgehoben und ist daran gegangen, es rein wirtschaftlich und industriell aufzuschließen. Neukaledonien ist erst 1774 von Cook entdeckt worden, blieb dann bis 1853 herrenlos, und gelangte in diesem Jahr in den Besitz Frankreichs. Das Land selbst, so reizvoll es in landschaftlicher Beziehung ist, und trotz seines großen Erzreichtums und einer für australische Verhältnisse verhältnismäßig dichten Bevölkerung (etwa 55000 Seelen), ist als Kolonie nur sehr schwer aufschließbar gewesen. Die dortige Flora bestand ursprünglich nur zu einem geringen Teil aus nutzbaren Gewächsen; hauptsächlich baut sich die Kokospalme in größeren Mengen von selbst an. Tropische Nutzgewächse lassen sich wohl züchten; doch fehlt es vielfach an genügend großen Flächen; bei einer Gesamtfläche der ganzen Insel von 2000000 ha kommen nur 400000 ha für den Anbau in Betracht. So finden sich Kaffee- und Zuckerrohrpflanzungen und Vanillebestände über die ganze Insel zerstreut, immer nur verhältnismäßig kleine Mengen liefernd. Die Gebirge bestehen zum größten Teil, wenigstens in den südlichen Strichen des Landes, aus Serpentin, der die Bildung eines fruchtbaren, für Getreidebau geeigneten Ackerbodens sehr erschwert; denn die Verwitterungsprodukte des Serpentins sind zu Ackerbodenbildung nicht geeignet. Viehzucht kann wohl getrieben werden, aber auch nur an ganz eng begrenzten Stellen, da aus den vorerwähnten Gründen auch ausgiebige größere Weideflächen fehlen. In den oberen Gebirgsgegenden, die sich bis zu 1400 m erheben, befinden sich vorwiegend nackte Felsen, oder Bergkuppen, die mit farrenartigen Bäumen und harten Gräsern bewachsen sind; die Flußtäler sind alle sehr tief und steil eingeschnitten, haben sehr geringe seitliche Ebenen und bieten gleichfalls wenig Gelegenheit zur Anlage von größeren Ackerbau- oder Weideflächen. Nur in sehr harter Arbeit läßt sich dem Boden soviel abringen, wie nötig wäre, um eine größere europäische Bevölkerung zu ernähren. Aus diesem Grunde haben auch die Franzosen das Land zur Strafkolonie gemacht. Man glaubte, durch die Einführung der Sträflinge genügend Arbeitkräfte zu gewinnen, um diese harte, anfangs undankbare Arbeit zu leisten, hatte sich aber insofern getäuscht, als die landwirtschaftliche Entwicklung mit der Zunahme der Bevölkerung nicht Schritt hielt. Es ist nämlich auch zu beachten, daß, trotzdem die ganze Insel in den unteren und mittleren Teilen ungeheuere Wälder enthält, diese Wälder doch nur wenig nutzbares Holz liefern. Wollte man also das Land wirtschaftlich wirklich ausnutzen, so mußte man sich lediglich auf die Ausbeute seiner Erzlager beschränken.

Mitte der 60er Jahre des vorigen Jahrhunderts wurde Jules Garnier mit der wissenschaftlichen Erforschung dieser großen Insel, die bei einer Länge von über 400 km durchschnittlich etwa 50 km breit ist, betraut. Er fand in großen Ablagerungen Erze von bis dahin noch wenig angewandten Metallen, namentlich des Nickels, nach ihm dort Garniérite genannt, außerdem von Chrom, Kobalt; Kupfererze und Kohle waren schon seit 1846 bekannt, ihre Gewinnung ist aber in den letzten Jahren fast ganz wieder aufgegeben worden. Ferner findet sich dort noch Gold, silberhaltiges Bleierz, Zink-, Antimon-, Mangan- und Eisenerze, die jedoch in Bezug auf Ausbeute alle weit hinter dem Nickelvorkommen zurückstehen.

Die Nickelerze sind zum größten Teil Magnesiumnickelsilikate von der chemischen Formel

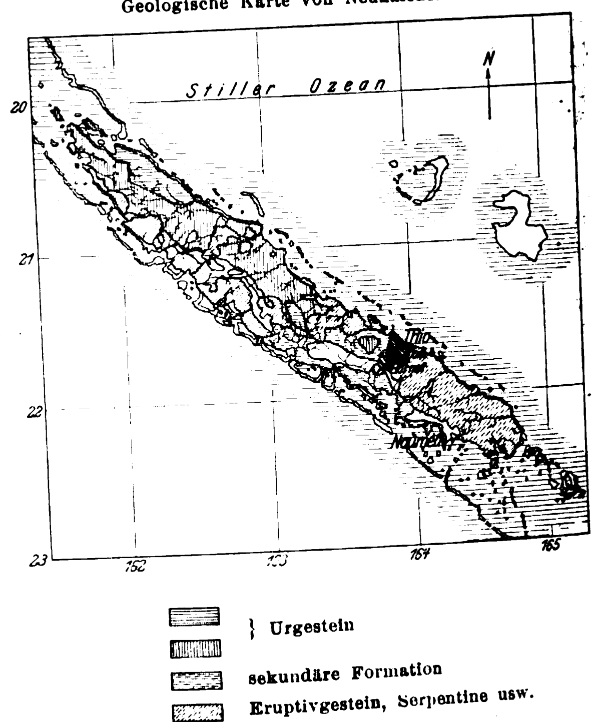
$$2\,(NiMg)\,5\,Si_4O_{13} + 3\,H_2O.$$

Diese neukaledonischen Erze sind frei von Schwefel, Arsen, Kobalt und Kupfer; die Nickelgewinnung gestaltet sich daher gegenüber den deutschen Erzen verhältnismäßig einfach, wenn auch mit der schweren Schmelzbarkeit infolge des hohen Magnesiumgehaltes gerechnet werden muß.

Der Metallgehalt der Erze ist sehr verschieden; er schwankt von 5 vH bis zu einigen 40 vH. Letztere Zahl findet sich nur sehr ausnahmsweise bei den sogenannten grünen Erzen, einzelnen Stücken von leuchtend grüner Farbe, während das hauptsächlich in Betracht kommende Erz: das gelbe Erz, von lehmartiger Farbe und Beschaffenheit, weich und bröckelig, meist nur 5 bis 10 vH Ni enthält.

Fig. 1.

Geologische Karte von Neukaledonien.



Die geologische Gliederung der Insel ergibt sich aus Fig. 1. Sie ist sehr mannigfaltig und besteht, namentlich an der Ostküste, aus Granit, Glimmerschiefer, Urgesteinbildungen und sedimentären Ablagerungen, die zum Teil wieder von Eruptionsgesteinen überlagert sind, in denen sich die wertvollen Erze, namentlich Nickel und Kobalt, in einzelnen Nestern eingebettet finden.

Die Gesteinart, in der das Nickelerz fast ausschließlich vorkommt, ist Serpentin, der die Oberfläche der Insel fast zu einem Drittel bedeckt und vorwiegend ihren südöstlichen Teil überlagert, woselbst auch das meiste Nickelerz gewonnen wird.

Vor den Küsten zieht sich ein dichter Gürtel von Korallenriffen hin, ein schweres Hindernis für die Schiffahrt. Während die Südwestküste ziemlich gegliedert ist und einige — wenn auch kleinere — gute Häfen besitzt, ist die Nordostküste mehr geradlinig und reich an Brandung.

Eine sehr wichtige Frage bei der Nutzbarmachung der Erdschätze in Neukaledonien war die Arbeiterfrage. Da die Verschickung schon vor längerer Zeit aufgehört hat, sind der Insel in den letzten Jahren verhältnismäßig wenig Arbeitkräfte zugeführt worden. Um aber die Erzfundstätten auszu-

beuten, bedurfte es größerer Arbeitermengen. Die dort noch ansässigen Sträflinge (condamnés), deren Zahl von Jahr zu Jahr abnimmt, so daß etwa 1910 der letzte derselben verschwinden dürfte, sowie auch die nach Verbüßung ihrer Strafzeit dort gebliebenen Freigelassenen (libérés) konnten für die Minenarbeit nur sehr wenig in Betracht kommen, da sie sich, an die landwirtschaftliche Arbeit, die eine gewisse Ungebundenheit mit sich bringt, gewöhnt, nicht zu den Arbeiten in den Bergwerken oder zu den schwierigen und anstrengenden Transportarbeiten verstehen wollten. Die eingeborenen Kanaken konnten aber für eine regelmäßige industrielle Beschäftigung, wie dies ja fast in allen Kolonien zu bemerken ist, noch weniger in Frage kommen; sie sind freie Naturkinder, die sich keinem Zwang unterwerfen, den Wert des Geldes nicht kennen und deshalb zu regelmäßiger Arbeit bis heute noch fast vollkommen untauglich geblieben sind. Selbstverständlich bleiben auch die Lohnverhältnisse nicht ohne Einfluß. Den etwa bis zum Jahr 1900 zum Minenbetrieb herangezogenen Condamnés mußte man für Verpflegung und Lohn täglich etwa 3 bis 3,50 frs für den Mann bezahlen. Diese unter dem Zwang ihrer Strafe arbeitenden Leute leisteten natürlich nicht annähernd soviel wie freie Arbeiter und konnten schon wegen des häufigen Wechsels in den Beständen der Mannschaft auf die Dauer nicht befriedigen. Für die Libérés mußten schon Löhne von 5 bis 5,50 frs gezahlt werden. Diese Freigelassenen unterwarfen sich aber keinerlei Kündigung, wurden von einem Tage zum andern ausgelohnt und liefen ebenso von einem Tage zum andern wieder weg, wenn sie nur gerade soviel Geld verdient hatten, wie sie zur Befriedigung ihrer nicht erheblichen Bedürfnisse brauchten. Es war auch unmöglich, irgend einen Zwang auf sie auszuüben, so daß auch diese Gruppe der Bevölkerung in verhältnismäßig kurzer Zeit wieder ausscheiden mußte. Wie schon erwähnt wurde, kommen aber auch die Eingeborenen, die Kanaken, als Arbeiter sehr wenig in Betracht, einerseits wegen der Unregelmäßigkeit, mit der sie zur Verfügung stehen, dann aber auch wegen ihrer geringen Leistungsfähigkeit. Es ist eine bekannte Erscheinung, daß die den dunklen Rassen angehörigen Eingeborenen gegenüber den Rassen hellerer Hautfarbe in bezug auf gewerbliche Leistungsfähigkeit sehr weit zurückstehen. Das haben wir in Afrika am eigenen Leibe genügend erlebt; wir finden es bestätigt bei den Negern der Vereinigten Staaten von Nordamerika, die trotz durchschnittlich großer Körperkräfte als Industriearbeiter nur schwer verwendbar sind, wir sehen es an den dunkelfarbigen Eingeborenen Südamerikas und finden es weiter bestätigt an den als Industriearbeiter sehr leistungsfähigen Japanern und Chinesen. Das einzige, wozu sich die Kanaken eignen, ist die Tätigkeit der Träger und der Stauer auf Schiffen, letzteres besonders deshalb, weil sie an den Verkehr auf dem Wasser gewöhnt sind und nicht seekrank werden. Es ist dies ein sehr wichtiger Umstand; denn bis vor kurzem mußten die Erzschiffe weit draußen in freiem Meere mit Hülfe von Schuten beladen werden, oftmals unter den schwierigsten Verhältnissen am Rande kräftiger Brandung. Die Löhne dieser Eingeborenen sind allerdings niedrig genug; der Aufwand für den einzelnen Arbeiter belief sich einschließlich eines kleinen baren Lohnes auf 40 bis höchstens 50 frs im Monat, welcher Betrag sich zusammensetzte aus der ihnen zu liefernden Verpflegung, Tabak, der nur sehr spärlichen Kleidung und, was bei derartigen Leuten eigentlich verwunderlich ist, Seife. Ein hervorstechender Zug dieser Polynesier ist ihre große Reinlichkeit, ein Bedürfnis, daß sie auch vielfach von den schmutzigen Arbeiten in den Erzgruben abhält.

Nachdem diese drei Arbeitergruppen versagt hatten, handelte es sich darum, einen Stamm von Arbeitern dorthin zu bekommen, der eine geregelte Ausbeutung der Erzgruben zuließ. Arbeiter von Europa einzuführen, mußte man sich von vornherein versagen, schon mit Rücksicht auf das Klima. Wenn auch das Klima mit zu den besten und gesundesten der Tropen gehört, so darf doch nicht übersehen werden, daß die durchschnittliche Jahrestemperatur sehr hoch liegt; selbst in den kältesten Tagen des Jahres fällt die Temperatur höchstens stundenweise einmal auf 12° C, bewegt sich im übrigen aber immer zwischen 20 und 40°. Infolgedessen werden auch zugewanderte europäische Arbeiter sehr leicht schlaff und verlieren nach kurzer Zeit bedeutend an ihrer Leistungsfähigkeit. Man ist deshalb in neuerer Zeit dazu gekommen, die sich allen Klimaten und allen Arbeitsverhältnissen leicht anpassenden Japaner einzuführen. Diese Leute werden nun aber nicht etwa einzeln gewonnen, sondern durch Vermittlung japanischer Gesellschaften immer in großen Gruppen eingeführt; sie werden auf mindestens 5 Jahre verpflichtet, stehen unter der Leitung eines besonderen Inspektors und werden im Durchschnitt mit etwa 5 frs für den Tag ausgelöhnt. Die Erfahrungen mit diesen Leuten sollen sehr gut sein. Der Japaner ist ja von Natur sehr mäßig und arbeitsam und, was besonders dort in Betracht kommt, persönlich ziemlich zurückhaltend. Es besteht deshalb auch nicht die Gefahr, daß diese japanischen Arbeiter sich mit den Eingeborenen oder den dort ansässigen Europäern vermischen und schließlich ein fremdes Element in die Bevölkerung hineinbringen. Die eingeführten japanischen Arbeiter bleiben in einer Gruppe geschlossen die ganzen 5 Jahre zusammen und kehren nach Ablauf ihres Kontraktes sämtlich in die Heimat zurück, nachdem sie von einer neuen Gruppe abgelöst worden sind.

Die Insel ist als französische Staatskolonie einem Gouverneur unterstellt, der an der Spitze der Landesregierung steht; im übrigen läßt man den konzessionierten Minengesellschaften, sofern sie ihre Verpflichtungen erfüllen, vollständig freie Hand.

Die Minenkonzessionen werden derart erteilt, daß das Gelände im Besitz der Kolonie bleibt, und daß von der benutzten Grundfläche eine jährliche Abgabe (früher 60 Centimes für 1 ha, neuerdings eine jährlich wachsende Steuer) als Ausfuhrvergütung an den Staat zu entrichten ist.

Konzessionen sind von der französischen Regierung an die verschiedensten Nationalitäten erteilt worden. So bestehen solche kleineren Umfanges für deutsche und amerikanische Gesellschaften; u. a. ist die Firma Basse & Selve in Altena (Westfalen) zu erwähnen, deren Begründer Selve die Nickelfabrikation in Deutschland eingeführt hat. Die größte Bedeutung hat jedoch der Betrieb der französischen Gesellschaft »Le Nickel« in Paris erlangt, die vorwiegend Gruben in der Nähe des Thio, eines die Insel südnördlich durchquerenden Flusses, besitzt; ihre Bergwerke erstreckten sich ursprünglich über die Thio-Hochebene, seit etwa 12 Jahren aber hauptsächlich über das wertvolle Bornet-Gebiet. Für die deutsche Industrie ist diese Gesellschaft durch ihr Werk in Iserlohn (vorm. Fleitmann & Witte) von Bedeutung geworden.

In Neukaledonien beschäftigt die Gesellschaft »Le Nickel« etwa 1700 Angestellte, die zum größten Teil um die Stadt Thio — ursprünglich eine französische Mission — angesiedelt sind. Ihre Produktion an Reinnickel — von 99 bis 99,5 vH Ni — betrug im Jahr 1880 etwa 200000 kg, im Jahre 1905 etwa 4000000 kg.

Die genannten Gesellschaften bringen das Nickel aus seinen Erzen auf rein chemischem Weg aus. In neuerer Zeit hat die Allgemeine Elektrometallurgische Gesellschaft in Papenburg, die nach einem elektrolytischen Verfahren von Dr. Savelsberg arbeitet, größere Bedeutung für Deutschland erlangt, da sie, ebenfalls ausschließlich neukaledonische Erze verarbeitend, trotz verhältnismäßig kurzen Bestehens heute schon eine Jahreserzeugung von 4 bis 500000 kg aufweist[1].

---

[1] Das Verfahren dieser Gesellschaft dürfte größerem Interesse begegnen, weshalb es hier kurz beschrieben werden mag, wenn auch mit Rücksicht auf die gebotene Geheimhaltung nur in großen Zügen.

Zunächst sind die stark mulmigen Erze zu sintern, da es nicht möglich ist, sie in rohem Zustande zu verschmelzen. Es entsteht ein grober Sinterstein, dessen Stücke widerstandsfähig genug sind, um in Schachtöfen auf eine Matte von etwa 45 vH Nickelgehalt verschmolzen zu werden. Der Schmelzvorgang wird aber ferner durch die vorhergehende Sinterung sehr gut vorbereitet und erleichtert, da die Erze auch wegen ihres hohen Magnesiagehaltes an sich sehr schwer schmelzbar sind. Nach andern Verfahren werden die Erze vor dem Verschmelzen brikettiert, ein verhältnismäßig teures und umständliches Verfahren, das durch die Sinterung und erste Verschmelzung überflüssig

Von der Tragweite der ersten Erzfunde machte man sich ursprünglich keinen richtigen Begriff, da man sich über die Verwendung des Nickels selbst lange Zeit nicht ganz klar werden konnte. Bekannt ist ja, daß Nickelerze seit Jahrhunderten in Deutschland, namentlich in Sachsen und dem Siegerland, gefunden, aber als unverwendbar auf die Halde gestürzt worden sind; erst als man erkannt hatte, daß das Metall in bezug auf Oxydationsfähigkeit an der Luft, ja selbst beim Glühen an der Luft, dem widerstandsfähigsten Edelmetall, dem Golde, sehr nahe kommt, hatte man ein Verwendungsgebiet dafür gefunden, das sich sehr bedeutend ausdehnte, als verschiedene Verfahren, es galvanisch auf andre Metalle niederzuschlagen und diese so vor Oxydation zu schützen, gefunden waren. Die weitere Eigenschaft des Nickels, kupferhaltige rote oder gelbe Legierungen weiß zu färben, erweiterte sehr bald das Verwendungsgebiet; zur Herstellung silberähnlicher Legierungen, wie Neusilber, Münzmetall usw., wurde es bald allgemein benutzt. Sodann hat es sich namentlich auch in der elektrotechnischen Industrie als Material für Widerstände eingeführt, ebenso wie es auch trotz seines verhältnismäßig hohen Preises neuerdings zur Herstellung von Haushaltungs- und Gebrauchsgegenständen, Küchengeräten usw. verwendet wird. Aber alle diese Verwendungsarten haben nicht vermocht, dieses eigenartige Metall derart in Aufnahme zu bringen, daß eine bis zu einem gewissen Grade gehende Ueberproduktion hätte vermieden werden können, und selbst der Bedarf der Stahlwerke für die Herstellung von Stahl-Nickel-Legierungen, des sogenannten Nickelstahles, genügte nicht, um eine unbeschränkte Ausbeutung der verschiedenen Nickelerz-Fundstätten der Welt zu gewährleisten. So sehen wir denn den eigentümlichen Fall, daß trotz steigenden allgemeinen Bedarfes die Erzgruben mehr liefern, als gebraucht wird, wozu die amerikanischen und namentlich die kanadischen Bergwerke ein gutes Teil beigetragen haben. Dies ist von um so größerer Bedeutung, als schon die bergmännische Gewinnung, noch mehr aber die Aufbereitung und Verhüttung, außerordentlich teuere Verfahren erfordert, die nur dann gewinnbringend sind, wenn sie mit großen Mengen vorgenommen werden.

Hierzu kommt noch die weitere Schwierigkeit, daß die neukaledonischen Nickelerze im Durchschnitt einen sehr geringen Metallgehalt besitzen. Während die zuerst dort gefundenen grünen Erze unter Umständen einen Metallgehalt bis zu 30 und 40 vH aufwiesen, hat es sich bald gezeigt, daß dies nur einzelne ganz seltene Stücke sind, daß aber im Durchschnitt mit nicht mehr als höchstens 7 vH Metall gerechnet werden darf. Dabei ergibt sich, da namentlich bei dem sand- und lehmförmigen Erz auch noch ein Feuchtigkeitsgehalt bis zu 25 vH in Rechnung zu ziehen ist, daß auf 1 t zu fördernden Roherzes nur etwa durchschnittlich 55 kg Metallnickel entfallen. Dieses Mißverhältnis zwischen Metallgehalt und taubem Gestein ist natürlich ein großes Hindernis für die Lagerung und den Transport dieser Erze nach Europa. Ein solcher Transport läßt sich nicht gut umgehen, da in der Nähe der Erzfundstätten keine Nickelhütten angelegt werden können. Es wurden zwar Mitte der achtziger Jahre Versuche gemacht, in Nouméa Hochöfen zum Ausbringen des Nickels zu errichten, doch mußten diese Versuche sehr bald wieder aufgegeben werden, und man mußte sich wohl oder übel damit abfinden, die Erze unverhüttet nach Europa zu schaffen. In bezug auf die Lagerung der großen Erzvorräte, die notwendig sind, um entsprechend der jeweiligen Marktlage den Bedarf zu regeln, konnte man sich aber schon eher helfen, indem man es vorzog, diese Vorräte nicht auf den teuern europäischen Industrieplätzen, sondern auf dem billigen Gelände in der Nähe der neukaledonischen Erzgruben und am Verschiffungshafen aufzustapeln. Dazu mußten die Lagerstätten mit den entsprechenden Umschlag- und Transporteinrichtungen versehen werden.

Die Erzfundstätten befinden sich, wie schon erwähnt, in teils sehr unzugänglicher Lage im hohen Gebirge, meistens auf den Kuppen der Berge; oftmals sind die Nester und Drusen über ein Gebiet von mehreren Quadratkilometern ganz unregelmäßig verteilt. Das Vorkommen schwankt zwischen Stücken in Faustgröße und Nestern von mehreren hundert Kubikmetern, wenn letztere auch sehr selten sind. Jedenfalls ist die bergmännische Gewinnung der Erze durch Tagebau — einfaches Abgraben, oftmals Terrassenbau —, Fig. 2 Textblatt 17, ziemlich einfach. Den größten und wichtigsten Teil der Arbeiten bildet der Transport zur Küste und der Umschlag an dieser nach den Schiffen: die Ausbildung des Verkehres zwischen Grube und Lager, zwischen Lager und Schiff.

In einem Lande, das unter den eingangs geschilderten Verhältnissen steht, kann sich natürlich der Verkehr nicht mit einem Schlag entwickeln. Es ist daran festzuhalten, daß dort, wo die natürlichen Verhältnisse dafür gegeben sind, der erste Aufschluß und das erste anzulegende Verkehrsmittel stets die Eisenbahn ist und bleiben wird. Diese natürlichen Verhältnisse lagen aber hier ganz außerordentlich günstig insofern, als von den Hauptgruben nach der Niederlassung am Meer ein ziemlich geradliniges Flußtal, das Tal des Thio, führt, das auf etwa 15 km Länge ein Gefälle von kaum 25 m hat. So wurde dann auch zunächst von der Küste aus eine Eisenbahn, Fig. 3 und 4 Textblatt 17, nach dem Innern des Landes geführt, die eine erste Verbindung zwischen dem Erzgebiet und den Anlegestellen der Schiffe darstellt. Die von Arthur Koppel, Berlin, gebaute Eisenbahn folgt im wesentlichen dem Zuge des Flußtales; sie muß aber vor dem ziemlich schroff ansteigenden Gebirge, auf dessen Höhe sich die Haupterzfundstätten befinden, Halt machen. Solange die Erzproduktion klein war, genügte es, die gefundenen Erze durch Menschen oder Ochsen nach der Eisenbahnstation zu bringen; man konnte dann wenigstens den Hauptweg auf der Bahn machen. Bei dem ohnehin bedeutenden Fundwerte der Erze spielt, solange der Unterschied zwischen Transportkosten und Fundwert nicht allzu groß ist, ein solcher Handzwischentransport noch keine wichtige Rolle, namentlich, wenn die Erzeugung keine sehr erhebliche Höhe erreicht.

Mit der Steigerung der Erzeugung wird jedoch der Transport vorwiegend durch Handarbeit oder Zugtiere nicht billiger, sondern teurer. Es ist dies eine Erscheinung, die sich in neubesiedelten Ländern oft wiederholt. Solange es sich um die Unterhaltung und Bezahlung verhältnismäßig geringer Mengen von Arbeitern handelt, läßt sich dies ziemlich wohlfeil ausführen; mit der Zunahme der Arbeiterzahl, die an einem Punkte vereinigt werden muß, geht nun aber nicht etwa eine Verbilligung der Verpflegung Hand in Hand, sondern oftmals im Gegenteil eine Verteuerung: je mehr Leute an einem Platze zusammen sind, um so größer werden die Bedürfnisse und Ansprüche des einzelnen. Mit diesen Ansprüchen steigen dann aber auch die Löhne, und mit dem Steigen der Löhne tritt eine allgemeine Erhöhung des Lebensunterhaltes bei gleichzeitiger Verminderung der Durchschnittsleistung des einzelnen Arbeiters unter allen Umständen ein. Man muß deshalb, sobald sich irgendwie die Notwendigkeit ergibt, eine bestimmte, von den örtlichen Verhältnissen abhängende Anzahl von Arbeitern an einem Platze zusammenzuziehen, darauf sehen, das Verhältnis zwischen dem durchschnittlichen Lohnaufwand, der sich nicht auf den Arbeiter, sondern auf die Tonne des zu fördernden Materiales bezieht, und dem Werte der zu fördernden Materialgesamtmenge wieder in Gleichgewicht zu bringen. Hierbei darf man nicht vergessen, daß, wie erwähnt, mit einer höheren Bezahlung nicht etwa die Leistung der Arbeiter steigt, daß

wird. Die 45prozentige Nickelmatte stellt nachher einen Stein von feinblasiger metallglänzender Beschaffenheit dar, der durch weiteres Umschmelzen auf eine Feinmatte von 75 bis 80 vH angereichert wird. Diese Feinmatte, ebenfalls ein sehr spröder blasiger, aber schon vollständig metallischer Stein, läßt sich leicht zerkleinern; sie wird auf Kugelmühlen fein gemahlen, und das Pulver bildet dann den Ausgangsrohstoff für das eigentliche elektrolytische Verfahren nach den Patenten von Savelsberg und Wanschaff. Das 80prozentige Nickelpulver wird mit Chlor gelaugt, wobei eine grüne Chlornickellösung entsteht, die elektrolytisch in Nickel und Chlor zerlegt wird. Das an der unlöslichen Anode frei werdende Chlor dient im Kreislauf immer wieder zur Lösung neuer Mengen von Nickel in der Feinmatte. Das Reinnickel mit einem Gehalt von 99,5 bis 99,7 vH setzt sich an der Kathode in Form eines dichten, etwa 10 mm dicken festen metallischen Niederschlages ab. Die Kathoden werden 45 bis 50 kg schwer und gelangen so in den Handel. Auf Wunsch der Käufer werden die Platten auch auf den Werken eingeschmolzen und das Nickel granuliert.



G. Dieterich: Die Aufschliefsung der Nickelerzlagerstätten in Neukaledonien.

Fig. 2.
Nickelerzgrube im Bornet-Gebiet.



Fig. 3.
Endstation der Eisenbahn vor dem Gebirge und Füllrumpfanlage mit Entladestation.

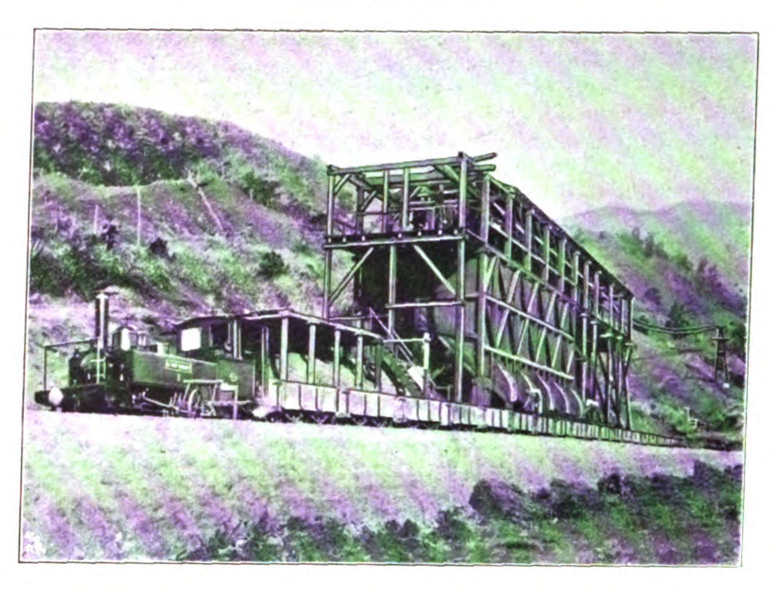


Fig. 4.
Seitenlinie der Eisenbahn auf der Thio-Hochebene und Anschluß an die Drahtseilbahn.

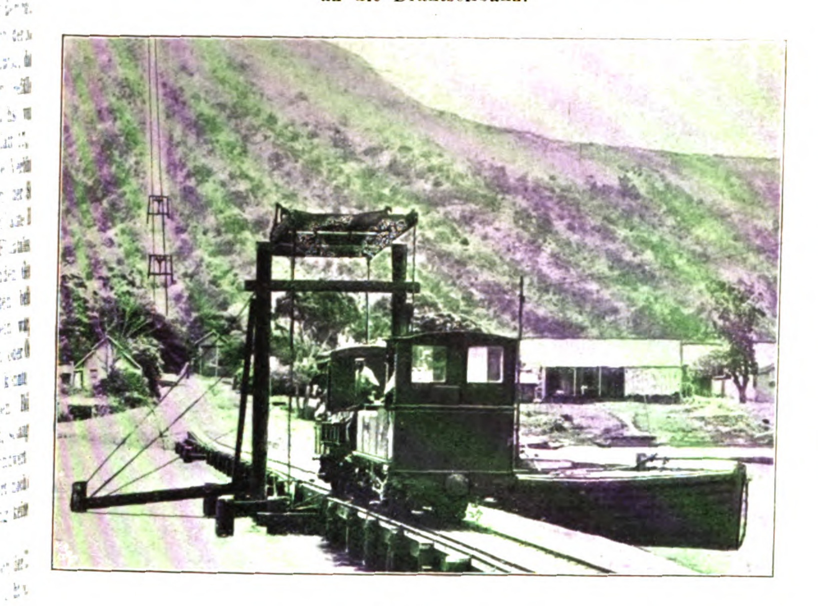


Fig. 12.
Seilriese zum Befördern hochhaltiger Erze in Säcken.

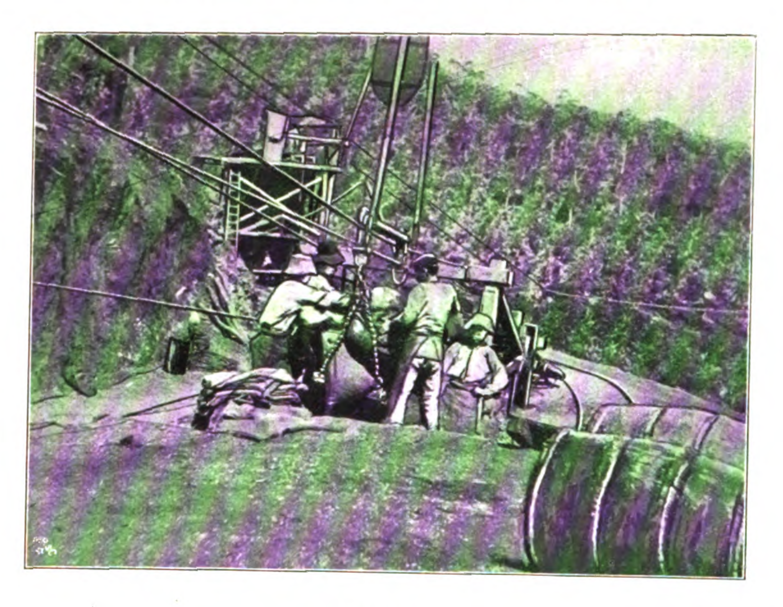


Fig. 13.
Seilriesen von der oberen Hochebene der Bornet-Gruben nach dem Sammelrumpf über der Beladestation der Hauptdrahtseilbahn.

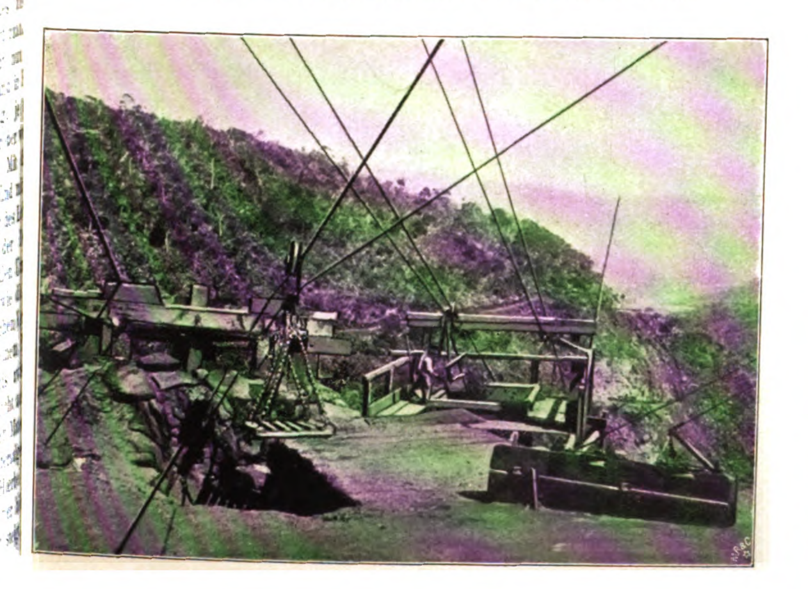
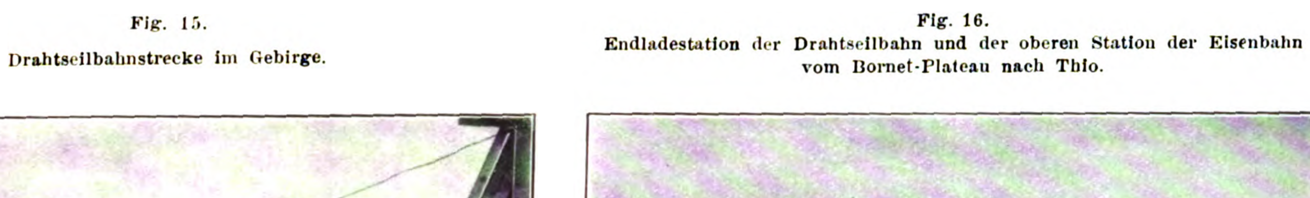


Fig. 14.
Beladestation der Hauptdrahtseilbahn in den Bornet-Gruben.



G. Dieterich: Die Aufschliefsung der Nickelerzlagerstätten in Neukaledonien.



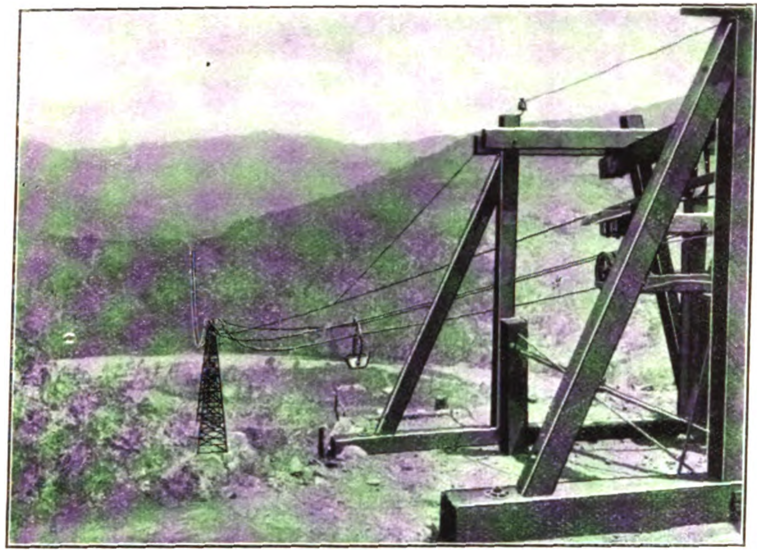


Fig. 15.
Drahtseilbahnstrecke im Gebirge.



Fig. 16.
Endladestation der Drahtseilbahn und der oberen Station der Eisenbahn vom Bornet-Plateau nach Thio.



Fig. 17.
Alte Erzhalde bei Thio und Landungssteg zum Beladen der Schuten.

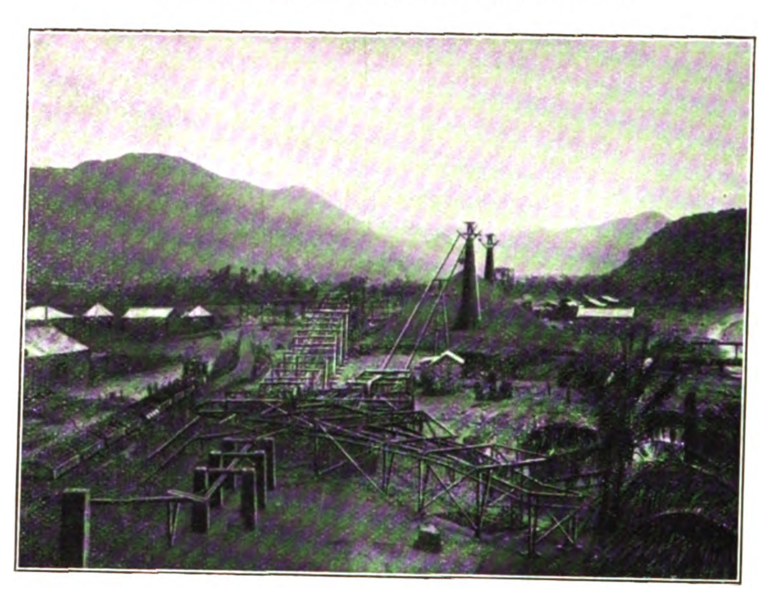


Fig. 23.
Gesamtansicht der Hängebahnanlagen bei Thio.



Fig. 26.
Verfahrbare Querbrücke über dem Erzlager.

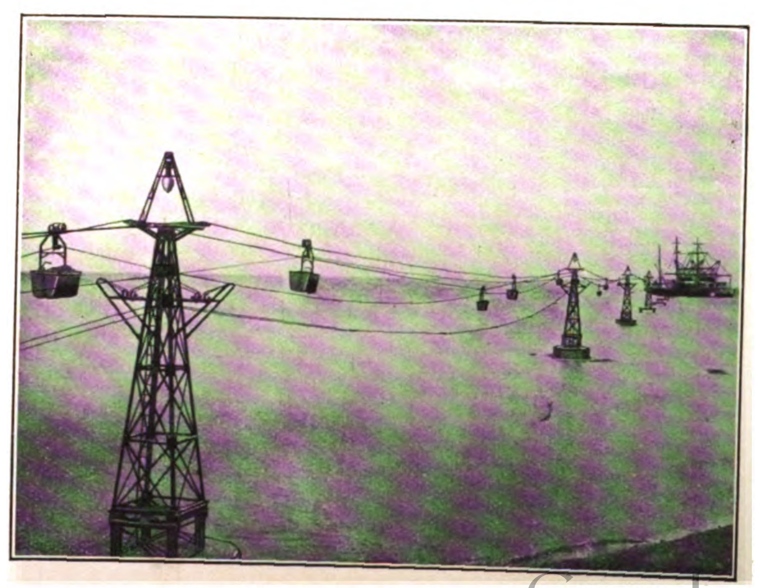


Fig. 27.
Drahtseilbahn nach der Landungsbrücke im Meere.

also einem höheren Lohnaufwand nicht auch eine höhere Arbeitleistung entspricht, sondern daß eine solche nur dann zu erreichen ist, wenn dem Arbeiter gleichzeitig entsprechende mechanische Hülfsmittel zur Verfügung gestellt werden. Es war deshalb also zunächst nötig, die Gruben wieder mit der Eisenbahn in mechanische Verbindung zu bringen, um den Handtransport loszuwerden. Da die Gruben aber auf nur wenige Kilometer Entfernung mehrere hundert Meter über der Anfangstation der Eisenbahn liegen, konnte irgend ein anders Transportmittel als die Drahtseilbahn hierfür nicht in Betracht kommen. Die Verlängerung der Adhäsionsbahn durch eine Zahnradbahn würde Kosten erfordert haben, die in gar keinem Verhältnis zu der späteren Bahnleistung gestanden hätten. Ferner war noch zu berücksichtigen, daß der gesamte Transport zwischen Gruben und Eisenbahn fast nur in der Richtung von oben nach unten zu erfolgen hat, daß also bei einer Eisenbahn mit ihrem ungünstigen Verhältnis zwischen toter Zuglast und geförderter Nutzlast die Rückfahrt der leeren Züge nach oben ebenfalls ganz bedeutende Kosten verursacht haben würde, die durch nichts aus-

zwischen zwei Zügen gebrochenen Erze hätten ohnehin aufgestapelt werden müssen, und von diesen Stapeln aus wären die Züge, auch wenn sie bis nach den Gruben hinaufgefördert worden wären, zu beladen gewesen. Dieser Ausgleich zwischen dem mit Unterbrechungen arbeitenden Zugbetrieb und dem ununterbrochenen Betrieb der Gruben ergab sich aber bei Anwendung der Drahtseilbahn einfach dadurch, daß an der Endstation der Eisenbahn ein größeres Erzlager in Gestalt eines Rumpfes angelegt wurde, Fig. 3, Textblatt 17, der genügend groß bemessen war, um die zwischen 2 Züge fallende Erzmenge aufzunehmen. Hierdurch vermied man auch die Anlage größerer Lagerplätze in den Gruben selbst, die eine solche Belastung schon deshalb nur schwer vertragen, weil, wie erwähnt, die Nickelerze nur in einzelnen Nestern, teilweise nur in einzelnen Knollen vorkommen, so daß sie aus dem ziemlich weit auseinander gezogenen Gebiet erst zusammengetragen werden müssen.

Das Gebirge zwischen der Eisenbahn und dem Grubengebiet ist ziemlich schwierig, wie aus den Abbildungen und dem Längsprofil, Fig. 5, sowie aus Fig. 6 bis 10 her-

Fig. 5.
Längsprofil der Drahtseilbahn nach den Bornet-Gruben.

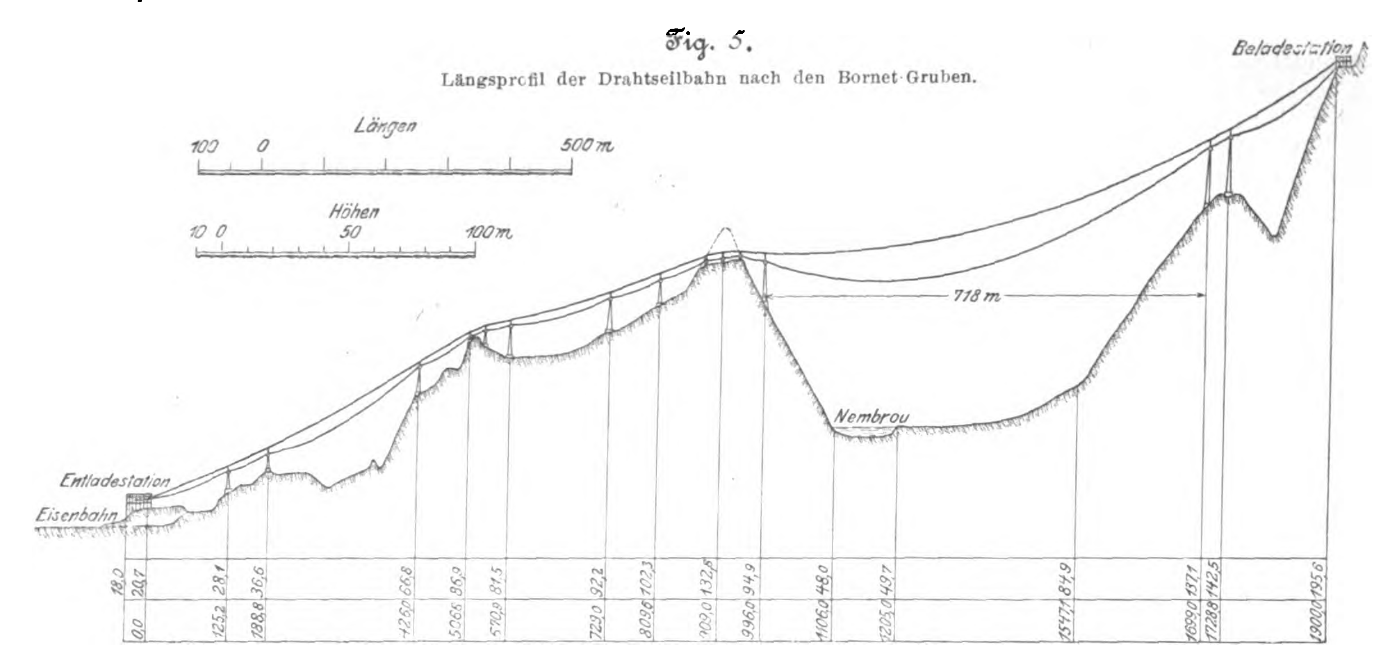


Fig. 6 und 7. Beladestation.

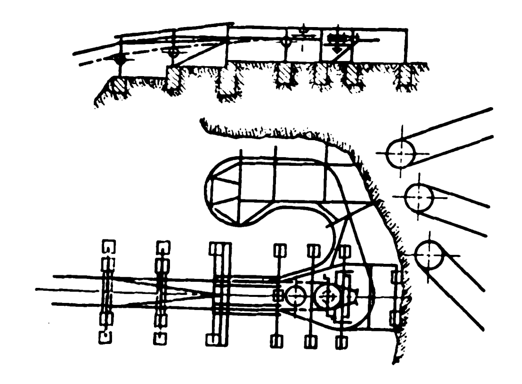


Fig. 8 bis 10. Entladestation.

zugleichen gewesen wären. Die Drahtseilbahn dagegen läuft unter den vorliegenden Verhältnissen vollständig ohne Zuführung einer äußeren Kraft, und das Gewicht der niedergehenden Erzmengen genügt, die Bahn in dauerndem Betrieb zu halten. Den einzigen Grund, den man gegen die Anlage eines andern Transportmittels in Verbindung mit der Eisenbahn hätte anführen können, wäre das Zwischenumladen gewesen. Doch auch dieser Grund konnte nicht stichhaltig sein, da die einmal bestehende Eisenbahn unterbrochenen Zugbetrieb hat, während die Gewinnung der Erze ununterbrochen vor sich geht. Die in den Betriebspausen

vorgeht. Es sind bedeutende Steigungen zu überwinden, und es kommt auch eine ziemlich große Spannweite von fast $^3/_4$ km vor. Die Drahtseilbahn ist von Adolf Bleichert & Co. in Leipzig erbaut worden, und zwar unter Verwendung selbsttätiger Kupplungen, bei denen das Wagengewicht zum Festklemmen des Zugseiles an den Wagen verwendet wird; denn diese Anordnung hat sich besonders für schwierige Gebirgsanlagen auch unter ungünstigen meteorologischen Verhältnissen bis heute bestens bewährt[1]). In

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 1774.

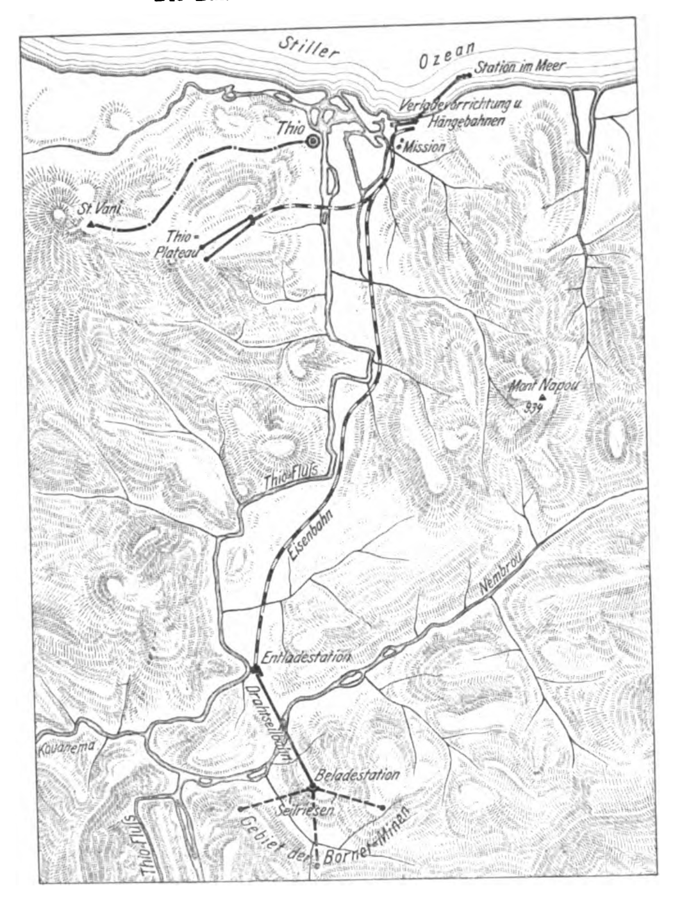


der dortigen Gegend kommen zwar keine Schneefälle, die schlimmsten Feinde aller mechanischen Transportmittel, in Frage, wohl aber schwere Stürme, Taifuns, die vom Meere heraufkommen und sich oftmals als Wirbelstürme bis weit in das Gebirge hinauf fortpflanzen. Aus diesem Grunde werden alle Gebäude in der Nähe der Küste mit Drahtseilen gesichert, die über die Dächer gezogen und am Boden angepflockt werden. Es hat sich ergeben, daß seit Inbetriebnahme der Drahtseilbahn keinerlei Störung oder Betriebsunterbrechung durch Stürme herbeigeführt worden ist.

Mit einer einfachen Drahtseilbahn zwischen der Endstation der Eisenbahn und einem Punkte der Gruben war aber eigentlich noch wenig gewonnen; denn die ohnehin sehr versprengten Erznester verteilen sich auf die verschiedenen Höhenlagen des Gebirges. Daraus ergibt sich nun aber wieder, daß die Menge, die aus einer einzigen Fundstelle: einem Neste, herauszufördern ist, sehr gering ist, daß

Fig. 11.

Die Bahnen nach den Bornet-Gruben.



es also nicht angängig wäre, etwa von sämtlichen kleineren Gruben aus einzelne Drahtseilbahnen mit ununterbrochenem Betriebe zu führen. Man ließ vielmehr auch hier wieder eine Teilung der Betriebsmittel eintreten, in der Weise, daß man von einem möglichst zentral gelegenen Punkt innerhalb des Gebietes die Hauptdrahtseilbahn mit ununterbrochener Förderung nach der Eisenbahn hinunterführte, dieser Drahtseilbahn aber wieder durch strahlenförmig abzweigende Einzelbahnen, Fig. 11, einfacherer Konstruktion, durch Seilriesen mit hin- und hergehendem Betrieb, Fig. 12 und 13 Textblatt 17, die Erze aus den einzelnen kleinen Gruben zuführte. Auf der Hochebene der Bornet-Gruben vereinigen sich so sechs einzelne Seilriesen an einem Punkte, die ihre Lasten in einen gemeinsamen Rumpf der Beladestation der Hauptseilbahn abgeben, Fig. 12 und 13. Auf diese Art kommen täglich ungefähr 120 t an der Beladestation der Bornets-Gruben zur Versendung. Eingeschaltet kann hier werden, daß in diesem Gebiete der Bornet-Gruben ungefähr 200 bis 250 Arbeiter beschäftigt sind, daß also, wie sich aus einem Vergleich ergibt, die tägliche Leistung des einzelnen Arbeiters mit ½ t Erz ziemlich gering ist. Es rührt dies hauptsächlich daher, daß die Erze an Ort und Stelle möglichst sorgfältig ausgeklaubt und daß sie aus den oberen kleineren Nestern in Säcken nach der Zentralstation der Bornet-Gruben befördert werden müssen. Es stellt sich also die Tonne Erz allein an Arbeitlohn auf etwa 10 bis 11 frs, und da in 1 t Erz etwa 50 bis 55 kg Metall enthalten sind, fallen auf 1 kg Metall allein etwa 20 centimes Lohn für das bergmännische Gewinnen der Erze.

Der mechanische Transport von den Endpunkten sowohl der Drahtseilriesen nach der Zentralbeladestation der Bornet-Gruben, als auch von da nach der Eisenbahn erfordert nur eine ganz geringe Arbeiterzahl. Für die Bedienung der Hauptdrahtseilbahn sind im ganzen nur 4 Mann, für die der einzelnen Seilriesen alles in allem etwa 20 Mann nötig, so daß sich die ganze Bedienungsmannschaft für die große Seilförderung auf rd. 24 Personen beläuft.

Die Seilriesen haben Einzellängen von 300 bis 1000 m. Die aus den Nestern gewonnenen Erze werden an Ort und Stelle verpackt und die Säcke auf verschiebbaren Feldbahngleisen vom Fundort nach den Riesen gefahren.

Die Hauptdrahtseilbahn, Fig. 14 bis 16, Textblatt 17 und 18, hat ganz bedeutende Geländeschwierigkeiten zu überwinden; u. a. kommt, wie schon erwähnt, eine Spannweite von annähernd ¾ km vor, während der gesamte Höhenunterschied etwa 200 m beträgt. Rücktransport kommt auf der Drahtseilbahn nur in ganz geringem Maß in Frage, nur soweit es sich um Grubenbaumaterialien handelt, so daß die Bahn als Bremsbahn betrieben werden kann; d. h. sie bedarf keines besondern Antriebes, sondern das Gewicht der niedergehenden Erze hält sie in dauerndem Betrieb. Die Geschwindigkeit von 2,5 m/sk wird durch selbsttätige Bremsen geregelt.

Die Entladestation der Drahtseilbahn ist eine große Füllrumpfanlage, die bei einem Inhalt von 175 cbm genügt, um 250 t Erz aufzunehmen.

Die eingleisige Eisenbahn schließt unmittelbar an diese Rumpfanlage an, so daß ihre Wagen ohne weiteres aus Schurren der Rümpfe gefüllt werden können. Die Eisenbahnwagen, von denen durchschnittlich etwa 15 zu einem Zuge vereinigt werden, sind eiserne Wagen mit Bodenentleerung; sie enthalten je 3 cbm gleich 4 t Erz. Es haben demnach an jedem Tage 2 Züge nach unten zu verkehren. Natürlich ist die Fahrgeschwindigkeit auf der etwa 12 km langen Eisenbahn ziemlich gering, etwa 15 bis 18 km/st. Ein täglicher Zugverkehr von 2 Zügen zwischen dem Hafen von Thio und den Bornet-Gruben genügt vollkommen. Die Bahn ist eine Schmalspurbahn von 1 m Spurweite und hat, wie schon erwähnt, auf der ganzen Länge nur 25 m Gefälle.

Etwas westlich vom Hafen bei Thio zweigt eine Eisenbahn von ungefähr 4 km Länge nach der Thio-Hochebene, Fig. 4 Textblatt 17, ab, woselbst sich eine ganz ähnliche, wenn auch kleinere Grube wie bei Bornet befindet. Diese Grube liefert täglich nur ungefähr 10 t Erz, nachdem ihr Betrieb eine Zeit lang geruht hatte; sie liegt verhältnismäßig geschlossen, anderseits aber auch in einer Höhe von 300 m und ist ebenfalls mit Hülfe einer Drahtseilbahn an die Endstation der Eisenbahn angeschlossen. Diese Drahtseilbahn, gleichfalls Bleichertscher Bauart, wird bei der außerordentlich geringen täglichen Leistung als hin- und hergehende Bahn betrieben.

Von größter Wichtigkeit war die Schiffsverladung und die Anlage einer Erzsammelstelle bei Thio selbst, unmittelbar am Meere.

Ursprünglich bestand die ganze Sammelstelle aus einer großen Erzhalde, auf welche die Züge mit Hülfe von verlegbaren Gleisen hinauffuhren, um von oben die Erze abzustürzen, Fig. 17. Die Halde hatte, je nach der Größe des Umschlagbetriebes, unregelmäßige Grundfläche. Zur Wiederaufnahme und zum Weitertransporte nach den Schiffen verwendete man einen Trockenbagger, der vor der Halde auf dem natürlichen Boden fuhr und den Inhalt seiner Becher in Kippwagen von je 0,5 cbm Inhalt entleerte, die auf einem ebenfalls von Fall zu Fall verlegbaren Gleise nach einem Landungssteg hinausgeschoben wurden, auf dem sie

sich in seitlich anlegende flachgehende Schuten entleerten. Die Schuten von je 50 oder 100 t Inhalt wurden dann mit Hülfe kleiner Bugsierdampfer nach dem weit draußen im Meere verankerten Schiffe geschleppt, dort festgemacht und mit Hülfe von Körben und tragbaren Kübeln durch Eingeborene in die Schiffe entleert: eine sehr umständliche, teure und außerdem gefährliche Arbeit. Die nördliche Küste von Neukaledonien enthält, wenigstens einigermaßen in der Nähe der Bornet-Gruben, keinen natürlichen Hafen. Der einzige Platz, der für die Anlage eines solchen in Betracht kam, war die Mündung des Thio-Flusses, da sich hier eine größere Strandfläche befindet, während sonst das Ufer ziemlich felsig und steil ist. Nun ist der Strand zum unmittelbaren Anlegen von Schiffen auch an dieser Stelle nicht geeignet; er zieht sich sehr lang und flach ins Meer hinaus, zunächst über felsige Korallenriffe, auf denen sich durch die hereinkommende Dünung des Meeres leicht eine schwere Brandung bildet; weiter hinaus bei geringer Wassertiefe findet sich Schlamm, so daß die Schiffe keinen genügenden Ankerhalt finden.

Der Thio bringt große Mengen von Sand und Schlamm aus dem Innern. Vor und längs dem Strande bewegt sich eine langsame Strömung, die aus den seitlichen kleinen Flußtälern alle Schlammassen in die Bucht hineintreibt, kurzum: diese einzige Landungsstelle ist zugleich die denkbar ungünstigste. Abgesehen von den schon geschilderten Schwierigkeiten beim Ueberladen der Erze vom Lager nach dem Schiff war auch der sonstige Schiffsbetrieb recht umständlich. Die großen Segelschiffe kommen mit etwa 1200 bis 1500 t Ballast herein und müssen ihn löschen, ehe sie Erz aufnehmen. Der Ballast, meist Sand, liegt aber nur im hinteren Teil und in der Mitte des Schiffes. Nun war es gewöhnlich notwendig, die Schiffe erst mit Hülfe eines kleinen Dampfers hinter die etwa 3 km vom Land entfernten Riffe zu schleppen, um dort den Ballast aus dem hinteren Schiffsraum zu entfernen, da die großen Sandmassen nicht in der Nähe der Liegeplätze versenkt werden dürfen. Das geleichterte Schiff wurde dann nach dem Strande geschleppt und dort im vorderen und hinteren Raum von den Schuten aus beladen. Waren der vordere und der hintere Schiffsraum beladen, so mußte das Schiff erst wieder losgemacht und wieder hinter die Riffe geschleppt werden, woselbst dann wieder der Ballast aus dem mittleren Schiffsraume zu entfernen war. Das dann wieder etwas geleichterte Schiff mußte von neuem an seinen alten Ankerplatz geschleppt werden, um dort endlich voll beladen werden zu können. Solange das Wetter günstig blieb, keine Brandung aufkam oder kein bemerkbarer Sturm einsetzte, ging dieses Beladen derart von statten, daß ein solches Schiff von 3000 t schon in 50 bis 60 Tagen nach seiner Ankunft wieder segelfertig war. Setzte aber schlechtes Wetter ein, so wurde diese Zeit wesentlich überschritten; es sind Fälle vorgekommen, wo ein solches Schiff volle 120 Tage liegen mußte, bis es endlich fertig beladen war. Dabei waren aber auf den Erzplätzen am Ufer und zum Beladen und Löschen der Schiffe unter Umständen 400 bis 500 Mann erforderlich. Gewöhnlich mußte eine große Anzahl von Arbeitern aus den Gruben erst herangezogen werden, um genügend Hülfskräfte für das Beladen der Schiffe und den Umschlag auf den Lagerplätzen zu haben.

Unter ähnlichen Schwierigkeiten ging natürlich auch das Löschen der Kohlenschiffe vor sich; Dampfer mit sonstigen in der Kolonie gebrauchten Waren kamen wegen der schlechten Anlegeverhältnisse überhaupt nicht nach Thio, sondern zogen es vor, um die Insel herum nach Nouméa zu fahren, dort zu löschen und ihre Waren auf einem beschwerlichen Landwege über die Insel hinüber nach dem nördlichen Ufer zu bringen.

Die ungeheuren Kosten, die dieses Beladen verursachte, ebenso wie die Unsicherheit in der Abfertigung der Schiffe — vielfach kam es vor, daß bei plötzlich einsetzenden Stürmen die großen Segler losgerissen und in die Klippen getrieben wurden, noch häufiger aber, daß die Schuten teils auf das Land geworfen, teils in das Meer hinausgetrieben wurden — machten es überhaupt fraglich, ob es auf die Dauer möglich sein würde, einen regelmäßigen Schiffsverkehr von und nach Thio durchzuführen.

Der Transport der Erze von Thio nach Europa stellt sich mit dem Segelschiff auf ungefähr 30 frs für 1 t Erz. Da aber, wie erwähnt, 1 t Erz durchschnittlich nur 55 kg Metall enthält, so entfallen auf 1 kg Metall, schon ehe das Erz nach Europa kommt, 55 centimes Seefracht, zu denen die schon vorher angeführten Häuerlöhne in Höhe von 20 cent. kommen. Es sind dies außer den Transportkosten von der Grube nach dem Lager schon 75 cent. für 1 kg Metall, Kosten, die auch nicht gut heruntergedrückt werden können, da sie an unabänderliche Größen gebunden sind. Deshalb ist es klar, welche Wichtigkeit der Transport zwischen Lager und Schiff besaß, da an ihm einzig und allein noch zu sparen war, nachdem durch Anlage der verschiedenen Seilbahnen und der Eisenbahn auch der Transport von der Grube nach dem Lager geregelt war. Man mußte sich daher entschließen, eine Landungsanlage künstlich zu schaffen.

Es mag nicht ohne Interesse sein, die dortigen Verhältnisse mit denen unsrer Kolonie in Südwest-Afrika zu vergleichen, da beide ziemlich miteinander übereinstimmen. Auch dort befindet sich an der Ausmündung eines kleinen Flusses, des Swakop, der große Sandmengen aus dem Innern bringt, ein flacher Strand, auf den oft eine heftige Brandung aufläuft, und auch dort war vor Schaffung einer Landungsstelle ein Verkehr zwischen Land und Schiff nur durch flachgehende Prähme zu ermöglichen. Während man aber in Swakopmund zur Anlage einer Mole gegriffen und damit zunächst keinen Erfolg erzielt hat, ließ man in Thio nach kurzen Erwägungen den Gedanken, einen von Land aus vorgeschobenen festen Bau in das Meer zu führen, vollständig fallen; denn man sagte sich mit vollem Rechte, daß eine Mole nur vorübergehend Abhilfe schaffen kann, da sie notwendigerweise wie ein Sandfänger wirken und selbst versanden muß, und daß ihre fortwährenden Verlängerungen und das Weiterhinausschieben ihres Kopfes in das Meer dauernde Unkosten und immer größere Betriebserschwerungen herbeiführen würden. In heftiger Brandung ist übrigens eine Mole sehr gefährlich, da sie leicht überflutet wird und selbst zur Bildung einer Brandung an ihrer Außenseite beiträgt[1]).

Man entschloß sich daher auf Vorschlag von Adolf Bleichert & Co., eine Landungsbrücke im Meer etwa 1 km weit vom Lande zu erbauen und diese Landungsbrücke, die natürlich mit allen erforderlichen Einrichtungen zum Löschen und Laden der Schiffe zu versehen war, mit dem Ufer durch eine Drahtseilbahn zu verbinden, über die der ganze Verkehr zwischen Schiff und Land zu gehen hätte. Hierdurch erzielte man eine vollständige Unabhängigkeit der Landungsanlage von der ungünstigen Beschaffenheit des Strandes. Die Brücke war mit Leichtigkeit weit ab vom Lande in tiefem Wasser anzulegen, so das auch den größten Schiffen die Möglichkeit des Anlegens geboten ist. Sie konnte auch bequem unter dem Schutz einer vorspringenden, sehr steil in das Meer abfallenden Halbinsel außerhalb des Brandungsgürtels errichtet werden, so daß die Schiffe stets in ruhigem Wasser festmachen können. Die Unterstützungen der Drahtseilbahn erfordern nur geringe Breitenausdehnung; sie legen der am Ufer entlang gehenden Strömung kein Hindernis in den Weg, das zum Absetzen von Sand oder Schlamm Veranlassung geben könnte, und außerdem konnten die als Verbindgleise mit dem Lande dienenden Tragseile sehr leicht so hoch gelegt werden, daß auch bei den stärksten Stürmen die Wogen sie nicht erreichen können.

Aber auch in andrer Beziehung war die Anlage einer Seilbahn von sehr großem Vorteile. Das Gelände hinter dem Strand, auf dem die Erzlager anzulegen waren, und auf dem sich der Bahnhof der aus dem Innern kommenden Eisenbahn befand, zeigt sehr bedeutende Höhenunterschiede, die bei Niveaubahnen oder Standbahnen sehr teuere Hülfsmittel zum Transport der Erze auf den Lagerplätzen und ein mehrmaliges Umladen in verschiedene Transportgefäße notwendig machen würden. Es war ferner zu berücksichtigen, daß die zu fördernden Materialien nicht allein durch die Eisenbahn zugeführt werden, sondern daß auch Erze aus

[1]) Ein berüchtigtes Beispiel hierfür ist die Nordmole bei Hoek van Holland, die Strandungsstelle einer sehr erheblichen Anzahl großer Dampfer.



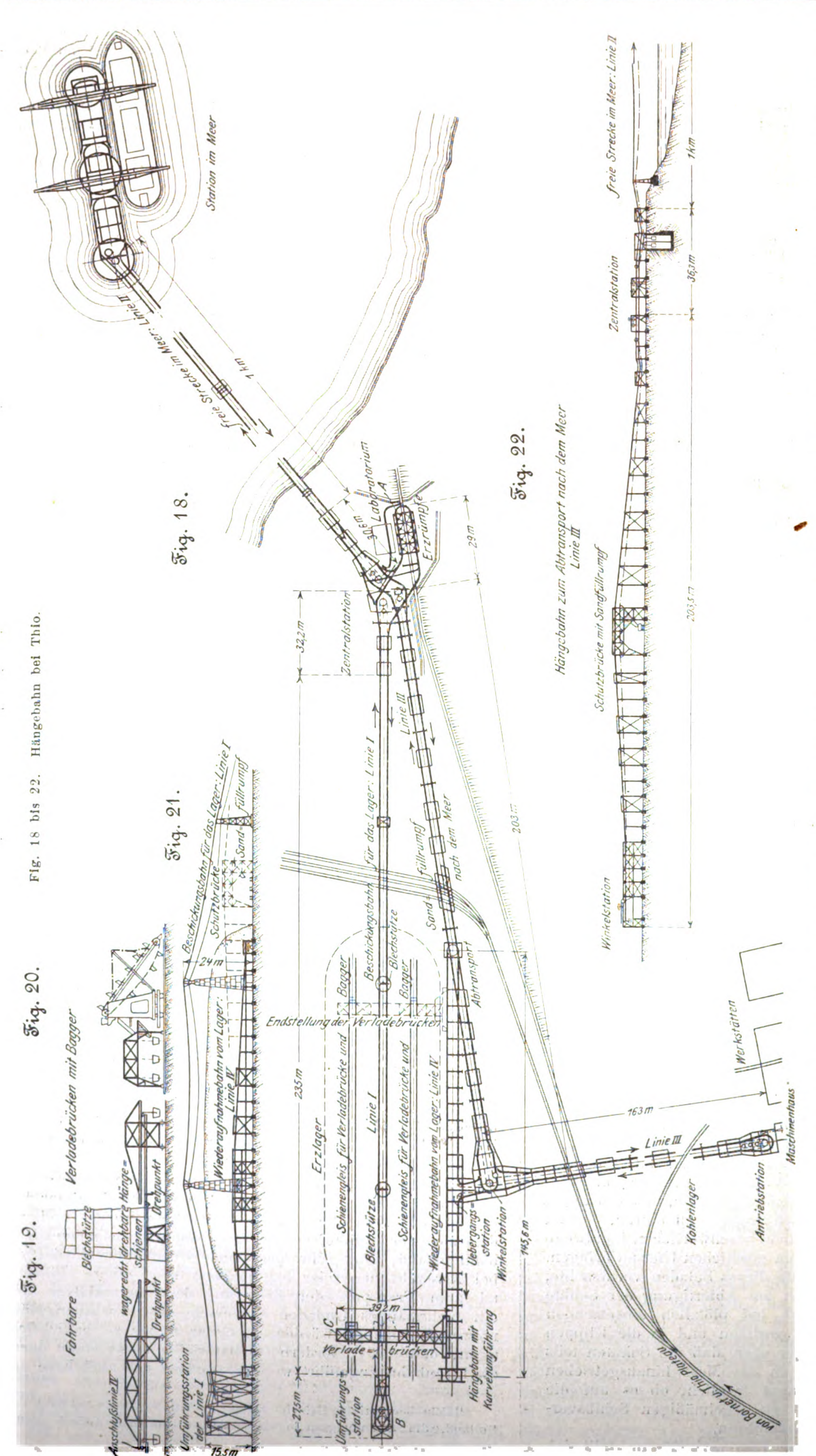


Fig. 18 bis 22. Hängebahn bei Thio.

benachbarten, am nördlichen Ufer der Insel liegenden Gruben mit kleinen Schiffen ankommen, die auch wieder auf die Sammelplätze entleert und von dort aus in große Schiffe umgeladen werden müssen. Namentlich die Bildung einer hohen Halde, die für das Erzlager von großem Vorteil ist, wäre mit Standbahnen nur sehr schwer ausführbar. Da aber zum Lagern der bedeutenden Erzmengen das Aufschütten einer bis 20 m hohen Halde dringend erforderlich war, hätte man ohnehin notwendigerweise eine hochliegende Drahtseilbahn gebraucht, so daß man sich um so leichter dazu entschließen konnte, die gesamten Lager- und Ladeeinrichtungen im Land mit der nach der Landungsbrücke führenden Drahtseilbahn in Verbindung und diese selbst als seilbetriebene Hängebahn zur Durchführung zu bringen. Man hatte hierdurch den Vorteil, daß man die beträchtlichen Höhenunterschiede ohne weiteres von der zwangläufig betriebenen Drahtseilbahn überwinden lassen konnte, und daß man für die gesamte Lagerung auf den sämtlichen Betrieben ein einheitliches Transportmittel hatte, das in weitgehendem Maße zu einem selbsttätigen Betriebe verwendet werden konnte. Die höheren Kosten einer solchen Anlage haben sich im Verlaufe des Betriebes als an richtiger Stelle angewendet erwiesen. Ferner mußte sich eine solche Landungsbrücke nach allen Erfahrungen auch wesentlich billiger stellen als die Anlage einer Mole, wie nachher durch die Ausführung bestätigt worden ist.

Ehe nun auf die Einzelheiten der Bauausführung dieser Umschlaganlage eingegangen werden kann, muß erst die Gesamtanordnung verfolgt werden. Die Anlage zwischen Eisenbahn und Schiff sollte nach dem Vorangegangenen folgende Aufgaben erfüllen:

1) die Segelschiffe und Dampfer von Ballast oder von etwa mitgebrachter Kohle zu entladen;

2) die kleinen aus den benachbarten Gruben ankommenden Erzschiffe zu entladen;

3) die unter 2) genannten Erze auf einer Halde am Lande aufzustapeln;

4) den von den Schiffen mitgebrachten Sandballast fortzuschaffen;

5) die von den Segelschiffen oder Dampfern mitgebrachten Kohlen auf ein Kohlenlager an Land zu bringen;

6) die mit der Eisenbahn aus dem Innern des Landes gebrachten Erze auf ein Erzlager zu bringen, wie unter 3);

7) die mit der Eisenbahn angekommenen Erze an der Landungsstelle in Segelschiffe oder Dampfer zu verladen;

8) die auf der Sammelstelle liegenden Erze wieder aufzunehmen und sie in Schiffe zu verladen, wie unter 7);

9) die Kohle wieder aufzunehmen und sie in die zu bekohlenden Schiffe an der Landungsstelle zu verladen;

10) den übrigen Personen- und Warenverkehr zwischen Schiff und Land zu vermitteln.

Die wichtigsten und umfangreichsten Arbeiten sind die unter 7) und 8).

Da die gesamte Transportanlage als seilbetriebene Hängebahn ausgeführt werden sollte, für die mit Rücksicht auf die verschiedenen Zugseile eine zentrale Maschinenstation vorteilhaft erschien, ging man von dem Gedanken aus, die sämtlichen den einzelnen Arbeiten dienenden Hängebahnlinien in einem Punkte zu vereinigen und von diesem Punkt aus die Arbeitsbewegungen nach den einzelnen Arbeitplätzen zu verteilen. Fig. 18 bis 22 und Fig. 23, Textblatt 18, zeigen die Gesamtanlage.

Die Zentralstation liegt dicht am Meer neben dem Endpunkte der von Bornet kommenden Eisenbahn. Die Eisenbahn fährt mit geringer Steigung auf einen durch natürliche Geländeverhältnisse gebildeten Damm hinauf, so hoch, daß die Wagen durch Bodenklappen in eine große Füllrumpfanlage entleert werden können, die vor dem Kopf des Dammes steht. Unter den Schurren der Rümpfe beginnt die Hängebahn, die sich von der anliegenden Zentralstation aus strahlenförmig verzweigt, und zwar nach dem Meere, dem Erzlager und dem Kohlenlager. Ein Abzweig des letzteren Stranges läuft neben dem Erzlager her.

Verfolgt man den Weg des mit der Eisenbahn ankommenden Erzes, so findet man die Eisenbahnzüge auf dem hochliegenden Damm über den in der Zentralstation eingebauten Umladerümpfen *A*, Fig. 18, in welche sie entleert werden. An diese Ueberladerümpfe schließt sich unmittelbar die Seilbahnlinie I an, deren Wagen unter die Schurre der Rümpfe gefahren, dort gefüllt und dann über die hohen Blechstützen hinweg nach der Umkehrstation *B*, s. a. Fig. 24, geleitet werden, woselbst sie selbsttätig umkehren und wieder nach *A* zurücklaufen. Ueber dem Platze, auf dem die als Erzlager dienende Halde liegen soll, befinden sich verschiebbare Anschlagvorrichtungen, die den gefüllten Erzwagen zum Kippen und damit während der Fahrt zur Entleerung bringen, Fig. 25. Nun ist es notwendig, die Halde mit Rücksicht auf den Erzvorrat, der rd. 50000 t betragen soll, bis zu einer Höhe von 20 m anzuschütten. Die auf dem Haldenplatze stehenden 24 m hohen Stützen werden deshalb bis annähernd zu den Schutzrollen des Tragseiles in das Erz eingeschüttet. Um eine Beschädigung der Stützen durch die herunterstürzenden Erzmassen zu vermeiden, hat man sie — entgegen den sonst üblichen Ausführungsformen — nicht aus Profileisen, sondern als starke Blechkegel hergestellt, Fig. 25. Die klebrigen Lehmerze können sich nicht zwischen die Konstruktionsteile setzen; die Stützen haben viel größere Steifigkeit und werden durch den einseitigen Druck der Erze nicht verbogen. Diejenigen Erze, die unmittelbar von dem Zug aus in die Schiffe verladen werden, werden ebenfalls aus den erwähnten Rümpfen *A* abgezogen und gehen von diesen über die Linie II nach der Landungsbrücke und dem Meere. Dort geben die Wagen ihren Inhalt in die auf der Landungsbrücke eingebauten fahrbaren Füllrümpfe ab, aus denen die von den Verladekranen zu bedienenden Kübel gefüllt werden, die in die Schiffe entleert werden. Die leeren Wagen kehren dann auch wieder selbsttätig über die Seilbahnlinie II nach den Rümpfen zurück.

Zur Wiederaufnahme der auf Lager befindlichen Erze und zu deren Abfuhr nach den Schiffen ist die Linie IV eingerichtet, die sich ebenfalls als doppelter, seilbetriebener Hängebahnstrang neben der Halde herzieht, und zwar in der nur geringen Höhe von etwa 2,5 m, an die aber eine verfahrbare Querbrücke *C*, Fig. 18 und 26, Textblatt 18, anschließt.

Fig. 24.

Umkehr- und Spannstation B, Linie I.

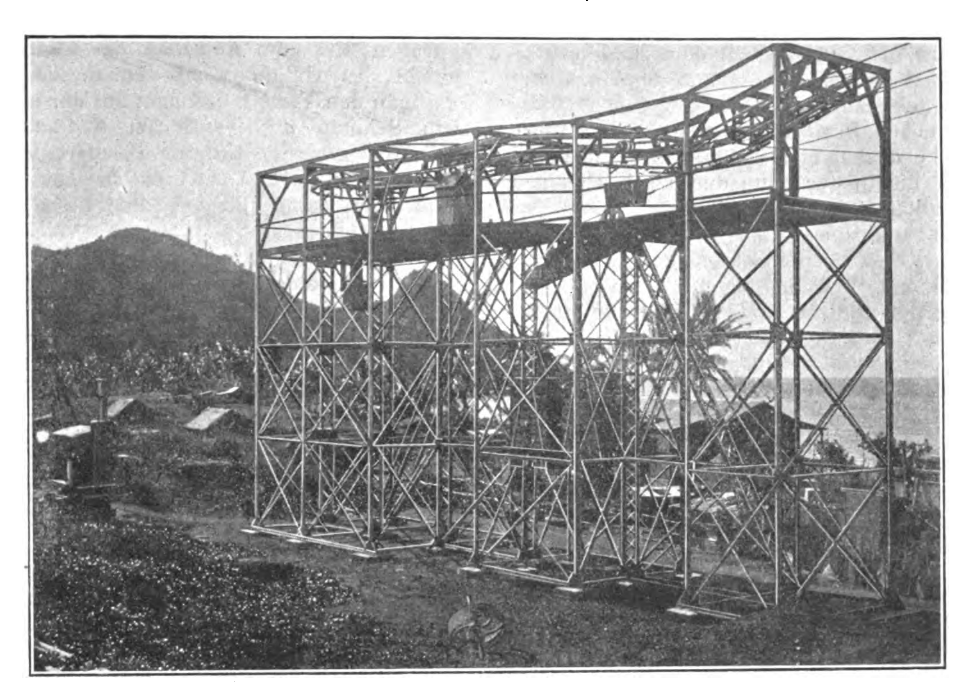
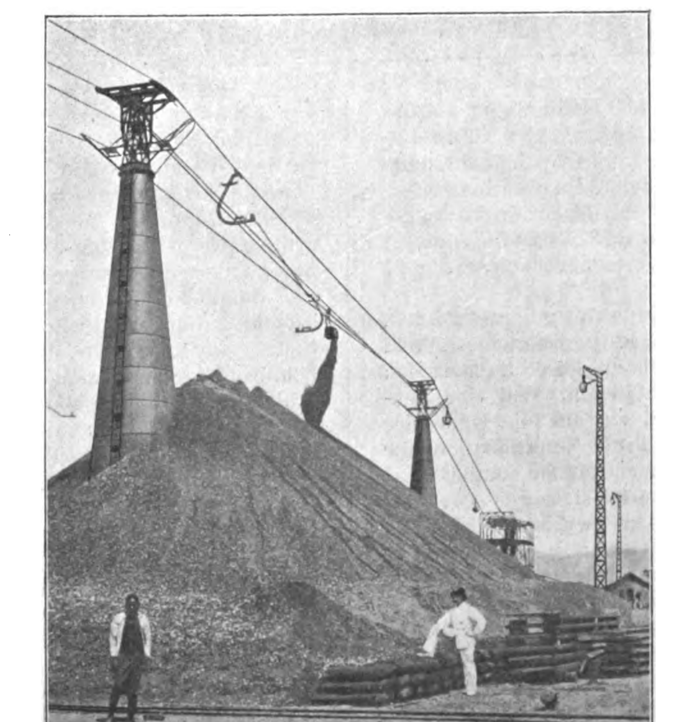


Fig. 25.

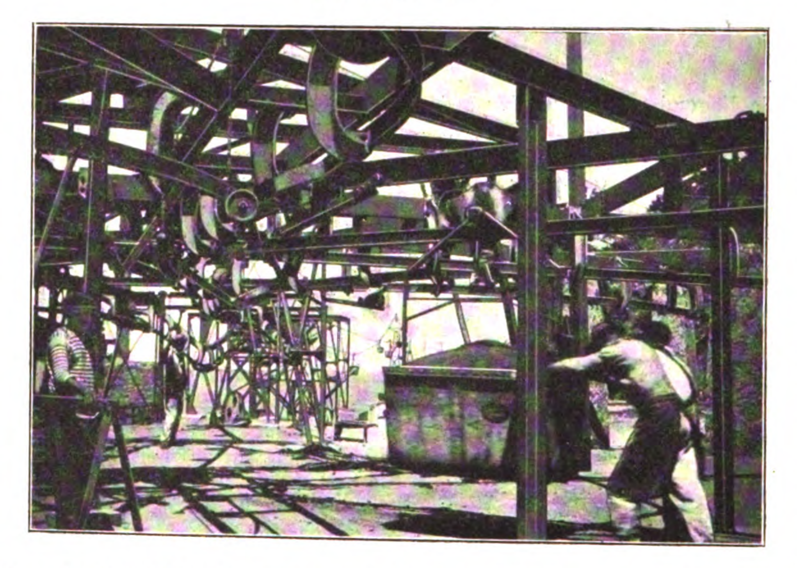
Erzhalde der Linie I mit blechverkleideten Stützen.



Diese Querbrücke überspannt ebenfalls in der geringen Höhe von etwa 2,5 m den ganzen Haldenplatz. Sie trägt 2 Füllrümpfe, aus denen die Hängebahnwagen gefüllt werden. Das eigentliche Wiederaufnehmen der gelagerten Erze findet mit Hülfe von zwei Baggern statt, die auf dem Haldenplatz entlang auf Gleisen fahren und die aufgenommenen Erze den Füllrümpfen der Querbrücke zuführen. Da auf dem Lagerplatz selbst die beiden hohen Blechstützen stehen, man aber mit nur einer Querbrücke auskommen wollte, besteht letztere aus 2 einzelnen Teilen, die in der Mitte durch seitlich ausschwenkbare Schienen miteinander verbunden sind. Soll die Querbrücke an den Stützen vorübergefahren werden, so wird sie in der Mitte getrennt, Fig. 26, die Schienen werden ausgeschwenkt, und nun können die Teile einzeln an den Stützen vorbeigelangen. Hinter den Stützen wird die Brücke dann wieder zusammengesetzt. Damit aber auch neben den Stützen, wenigstens an der einen Seite, die Erze wieder aufgenommen werden können, ist die Querbrücke in der Mitte mit einem Umführgleis versehen, so daß sie auch nur in halber Länge benutzbar bleibt. Ueber die Querbrücke werden die Wagen mit der Hand geschoben. Am Ende der Brücke befindet sich eine mit ihr verfahrbare Kuppelstelle, wo die Wagen an das Zugseil der Linie IV angeschlagen werden. Die mit dem Bagger durch die Trichter der Brücke gefüllten Erzwagen laufen je nach der Stellung der Brücke der ganzen Halde entlang an der Innenseite des die Hängebahn tragenden Gerüstes der Linie IV bis zu der Umkehrstelle, wo sie nach der Mitte des Hängebahngerüstes zu umkehren. Hier beginnen nun die bis dahin auf nur 2,5 m Höhe liegenden Schienen anzusteigen, bis sie in der Mitte an der Uebergang- und Winkelstation eine Höhe von etwa 10 m erreichen. Diese Winkelstation verzweigt sich einerseits nach der Zentralstation an den Erzfüllrümpfen *A* und geht an ihnen unmittelbar durch Weichen und Kreuzungen in die nach dem Meere führende Linie II über und zweigt anderseits nach dem Kohlenlager ab, das bei einem Inhalt von rund 1800 cbm etwa 1500 t Kohle aufnehmen soll. Die Erzwagen, die nun auf den rückkehrenden Strang der Linie IV bis zur Höhe der Winkelstation aufgestiegen sind, werden hier mit der Hand der Linie III zugeschoben und laufen auf dieser Linie und über die Linie II geradeswegs nach dem Meer und den Verladebrücken; s. Fig. 27 Textblatt 18.

Fig. 28.

Blick in die Zentralstation mit Weiche, Kreuzungen und Abzweigen nach den verschiedenen Linien.



Die Linie III mußte ziemlich hoch gelegt werden, denn sie muß über die Linie IV hinwegschneiden, und außerdem überschreitet sie drei Eisenbahngleise, die zwischen der Zentralstation und dem Erzlager liegen. Vor der Zentralstation senkt sie sich so tief, daß sie auf die Höhe der Beladung der Linie I kommt, so daß die Zentralstation nur Gleise in einer Höhe, etwa 2,5 m über Gelände, enthält.

Die Linie III dient demnach, wie sich aus der Anordnung erkennen läßt, verschiedenen Zwecken; ihr nördlicher Teil bildet einerseits die Verbindung zwischen der Wiederaufnahmebahn und dem Meer, anderseits aber auch die Verbindung zwischen dem Kohlenlager und dem Meere. Gleichzeitig ist aber auch etwa in der Mitte des nördlichen Teiles, und zwar über den vorerwähnten drei Eisenbahngleisen, die von ihr überschritten werden, eine Füllrumpfanlage eingebaut, die den aus den Schiffen entnommenen Sandballast aufzunehmen hat. Dieser Sandballast wird den Schiffen mit Greifern entnommen, in Hängebahnwagen gefüllt und über Linie II nach der Zentralstation, von dieser nach Linie III gefahren und dort in die Füllrümpfe über den Gleisen entleert. Von diesen Füllrümpfen wird der Sandballast dann in Eisenbahnwagen abgezogen, um zum Auffüllen der Lagerplätze und zum Einebnen des Geländes zu dienen. Durch diese Anordnung hat man den Vorteil, daß man auf der einen Seite der Linie III den Schiffen Erze zuführen und die auf der Landungsbrücke entleerten Erzwagen sofort wieder mit Ballastsand füllen kann, so daß sie nicht leer zurückzulaufen brauchen; man nutzt damit die Bahnlinie nach beiden Seiten in sehr hohem Maße aus.

Anderseits geht aber auch über die Linie III wieder der ganze Kohlentransport; die Kohlenwagen laufen wieder von der Linie II über die Zentralstation und Linie III nach der Winkelstation und werden hier auf den südlichen Teil dieser Linie, die ebenfalls in 10 m Höhe liegt, übergeschoben. Im Zuge dieser Strecke entleeren sich die Wagen wieder selbstätig und kehren, an der Umkehrstation wieder mit dem Zugseil verbunden, nach den Schiffen zurück.

Auch im Falle des Kohlenladens ist es möglich, die ganze Anlage zwei Arbeiten gleichzeitig ausführen zu lassen, indem ganz gut ein Kohlendampfer gelöscht werden kann, der seinen Inhalt an die entleerten Erzwagen abgibt, welche über Linie III nach dem Kohlenlager fahren, sich dort entleeren, dann als Leerwagen von Linie III auf Linie IV übergeschoben werden, wo sie wieder mit Erz beladen werden, um von Linie IV wieder auf Linie III überzugehen und von da aus nach den Schiffen zu laufen.

Als Gleise für die Hängebahnen sind für Linie II, die über das Meer hinausgeht, wie für Linie I über dem Erzlager verschlossene Tragseile mit großer Spannweite gewählt worden. Die Spannweiten über dem Erzlager — die Entfernungen der Stützen von einander — betragen auf einander folgend 63 m, 70 m, 55 m und 50 m, die der im Meere stehenden Stützen je 120 m. In der ganzen übrigen Anlage sind jedoch als Gleise die bekannten Doppelkopf-Hängeschienen von 160 mm Höhe und 40 mm Kopfbreite in Anwendung gebracht, die an portalartigen Gerüsten von entsprechender Höhe mittels gußeiserner Hängeschuhe aufgehängt sind.

Sämtliche Zugseile werden von einer einzigen gemeinsamen Station aus in Bewegung gesetzt, und zwar liegt diese Station am Endpunkte der Kohlenabsturzbrücke, Fig. 28. Vor dem Kopf der Endstation dieser Strecke IV befindet sich das Maschinenhaus mit der Dampfmaschine, einer Zwillingsmaschine von 235 mm Dmr., 350 mm Hub und 130 Uml./min, welche bei 27 vH Füllung 30 PS, bei 50 vH Füllung 50 PS leistet. Sie arbeitet mit einem Dampfdruck von 10 at und treibt mit Hülfe eines Vorgeleges das Zugseil der Strecke III an. Dieses Zugseil ist im Winkel bis zur zentralen Verteilstation an den Erzfüllrümpfen durchgeführt. Es umschlingt in der Winkelstation ein doppeltes Scheibenpaar, von dem aus ein Uebertrieb mit Hülfe konischer Zahnräder nach dem Seil der Linie IV zur Wiederaufnahmebahn vom Erzlager hinübergeht. Ferner umschlingt das Zugseil der Linie III in der Zentralstation an den Füllrümpfen eine mehrfach gerillte große Scheibe, von der aus sich zwei Uebertriebe abzweigen: einer nach Linie II zur Bahn über das Meer, ein andrer nach Linie I zur Absturzbahn für das Erzlager. Die



Spannvorrichtung des Zugseiles für Linie III ist mit dem Antrieb vereinigt; für Linie I befindet sie sich in der Umführstation am Ende der Linie, für Linie IV in der Mitte am Antrieb und für Linie II auf der Füllrumpfstation an der Landungsbrücke.

Auf die vorbeschriebene Art wird die ganze Lagerplatz- und Umladeanlage einschließlich der in das Meer hinausführenden Bahn von rund 2 km doppelgleisigen Hängebahnsträngen überspannt. Insgesamt sind die einzelnen Hängegleise einschließlich der verschiedenen Abzweigungen, Weichen und Umführungen annähernd 2500 m lang. Die Leistung der einzelnen Linien ist mit je 100 t in einer Richtung angenommen, mit Ausnahme der Linie I, für die eine Stundenleistung von 40 t genügt.

(Fortsetzung folgt.)

Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.[1]

Von Fr. Frölich, Ingenieur, Berlin.

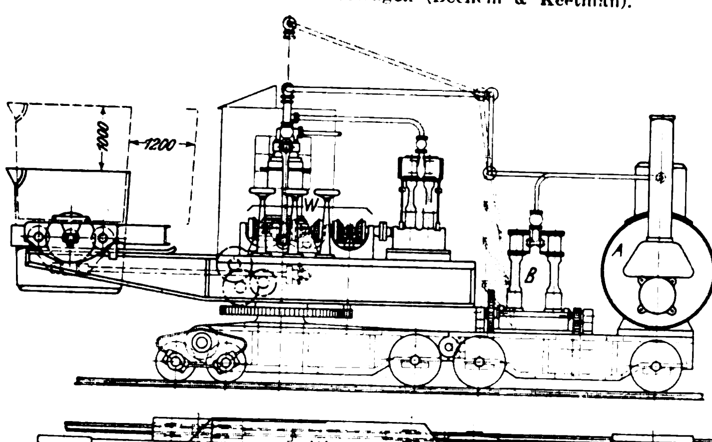
Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

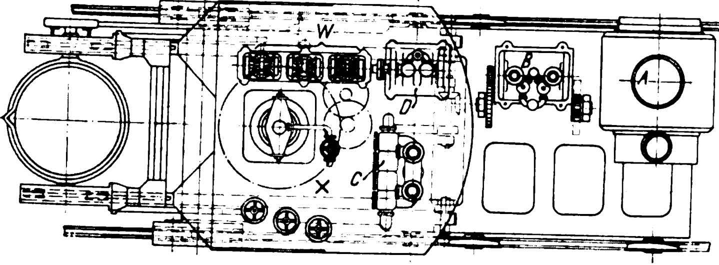
(Fortsetzung von S. 1736)

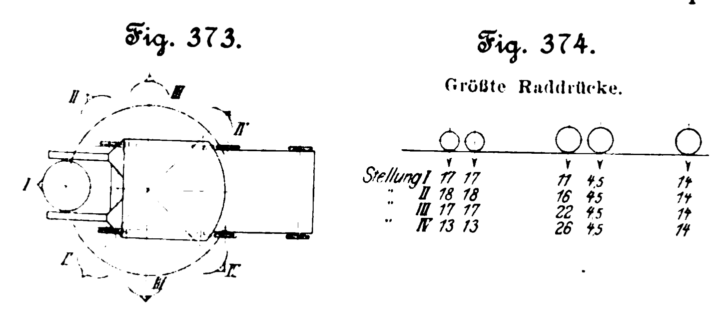
Die **Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman** baut einen Dampf-Preßwasser-Gießwagen, Fig. 371 und 372; dabei ist auf dem Unterwagen nur der Kessel A mit der Dampfmaschine B für die Fahrbewegung des Gesamtwagens angeordnet. Der Ausleger trägt die Dampf-Preßpumpe C wie auch eine Dampfmaschine D, die mittels Wendegetriebes W das Kippen und Verschieben der Pfanne sowie das Schwenken des Auslegers besorgt. Die beiden Dampfmaschinen erhalten den Dampf von dem Kessel aus durch eine mit Drehgelenken versehene Leitung, die in ein in der Drehachse sitzendes Stopfbüchsenrohr eingeführt wird und der Hubbewegung des Auslegers folgen kann. Diese Dampfleitung und namentlich die Stopfbüchsenanordnung auf der Spitze der Drehsäule ist ein wunder Punkt der Anordnung des Dampfantriebes für die Bewegungen auf dem sich drehenden Ausleger. Die Pfanne faßt 15 t, der Wagen hat ein Gewicht von rd. 92 t. Bei den in Fig. 373 angegebenen Stellungen erhalten die Achsen die in Fig. 374 eingetragenen größten Raddrücke; Stellung IV entspricht dabei dem größten Ausschlag.

Fig. 371 und 372.

Dampf-Preßwasser-Gießwagen (Bechem & Keetman).







Einen von der **Maschinenbau-A.-G. Tigler** gebauten Wagen mit völlig elektrischem Antrieb zeigen Fig. 375 bis 378; er hat keine Hubbewegung, ist also nur für Martinwerke bestimmt. Der elektrische Antrieb bietet den Vorteil, daß alles auf einem Unterwagen aufgebaut werden kann, in dessen Mitte die Drehsäule aufgestellt wird; der Platz für das Kraftwerk fällt fort. Für die meisten Triebwerke ist außerdem der Elektromotor vorteilhafter und bequemer als die beim Dampfantrieb notwendige Dampfmaschine; die Aufstellung eines Preßwasserzylinders mit Uebertragung der geradlinigen Bewegung in eine Drehbewegung, wie für die Kippbewegung der Pfanne bei einigen vorher beschriebenen Ausführungen, kann stets nur als Notbehelf angesehen und auch nur in solchen Fällen angewendet werden, wo die betreffende Bewegung verhältnismäßig selten in Frage kommt. Dazu kommt, daß bei elektrischem Antrieb der Wagen stets betriebsbereit ist; er erfordert also während der Betriebspausen keine Bedienung.

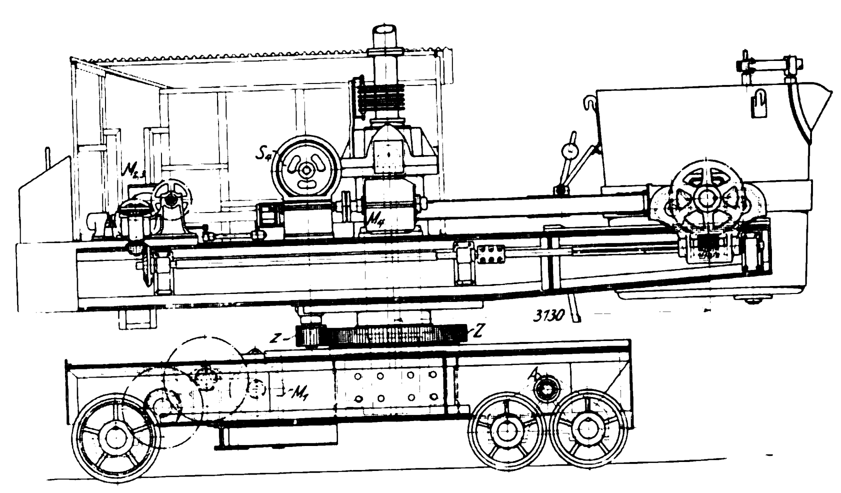
Der Wagen hat eine Treibachse, die von dem Motor M_1 mit mehrfachem Stirnrädervorgelege angetrieben wird, und zwei durch Lagerbrücken zu einem Gestell verbundene Laufachsen, auf die sich die kastenförmigen Längsträger des Wagens beiderseits unter Vermittlung von Zapfen A aufsetzen; von einer Abfederung der Achsen und auch des Motors M_1 ist abgesehen worden. Der Wagen hat ein Gesamtgewicht von 75 t, die Pfanne faßt 30 t, der höchste Raddruck erreicht rd. 20 t. Die Drehsäule ist in der Mitte des Wagens in einem kräftigen, zwischen die Längsträger eingebauten Stahlgußstück fest aufgestellt; auf ihrem Kopf ist mit einem Kugellager K ein Zapfenring gelagert und hierüber eine Haube gestülpt, an welche das den Ausleger tragende Gußstück B angehängt ist. Für das Verschieben der Pfanne auf dem Ausleger und das Kippen der Pfanne ist ein gemeinsamer Motor $M_{2,3}$ mit Wendegetriebe W vorgesehen. Die Schwenkbewegung wird durch den Motor M_4 mit Schneckentrieb S_4 in der Weise vorgenommen, daß das von dem Motor getriebene Ritzel z sich an dem auf dem Wagenkasten angeschraubten Zahnkranz Z abrollt. Die Pfanne wird auf dem Ausleger durch einen Schraubspindeltrieb T verschoben, dessen Mutter mit zwei Zugstangen an einem die beiden Zapfenwagen der Pfanne verbindenden Bügel angreift. Als Führerstand ist seitlich eine Bühne angebaut, auf der die Steuerschalter für die drei Motoren nebeneinander stehen. Für die Stromzuleitung — im vorliegenden Fall ist Gleichstrom von 240 V verwendet — dient ein Schleifringzylinder, der auch die Stromleitung zwischen dem Motor M_1 und seinem Steuerschalter vermittelt. Auf das hintere Ende des Auslegers sind noch zum Ausgleichen des Pfannengewichtes Gegengewichte gesetzt.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenhüttenwesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

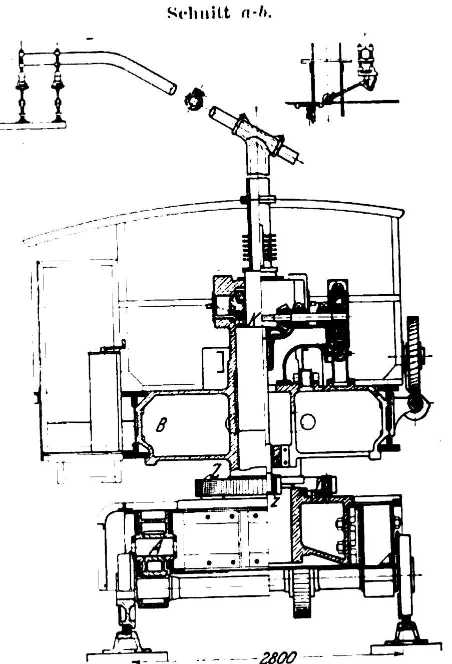
Von Einzelheiten ist besonders bemerkenswert die Aufhängung des den Ausleger tragenden Gußstückes auf der Drehsäule, Fig. 379. Die Drehsäule hat oben einen verjüngten Zapfen, und auf dem so geschaffenen Ring ist das Kugellager K untergebracht, dessen 29 Kugeln von $1^3/_4$" Dmr. zwischen Druckringen aus gehärtetem Werkzeugstahl laufen; das Kugellager ist für eine Höchstbelastung von 75 t berechnet. Der obere Druckring hängt mittels Stiftschrauben a

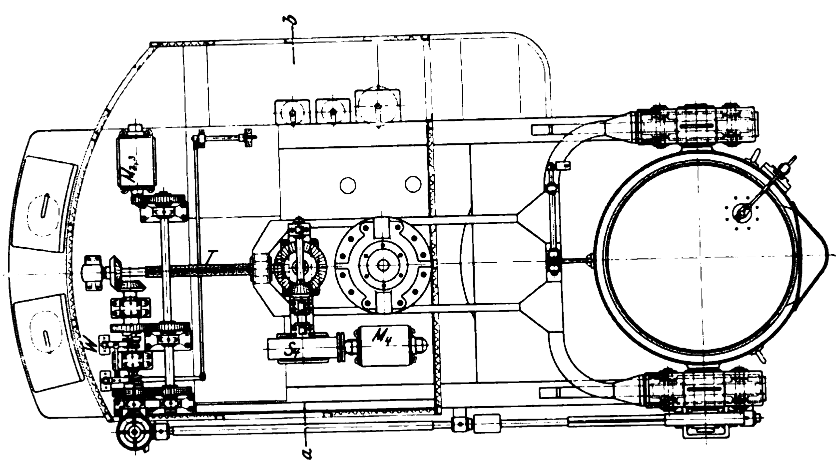
Fig. 375 bis 378.

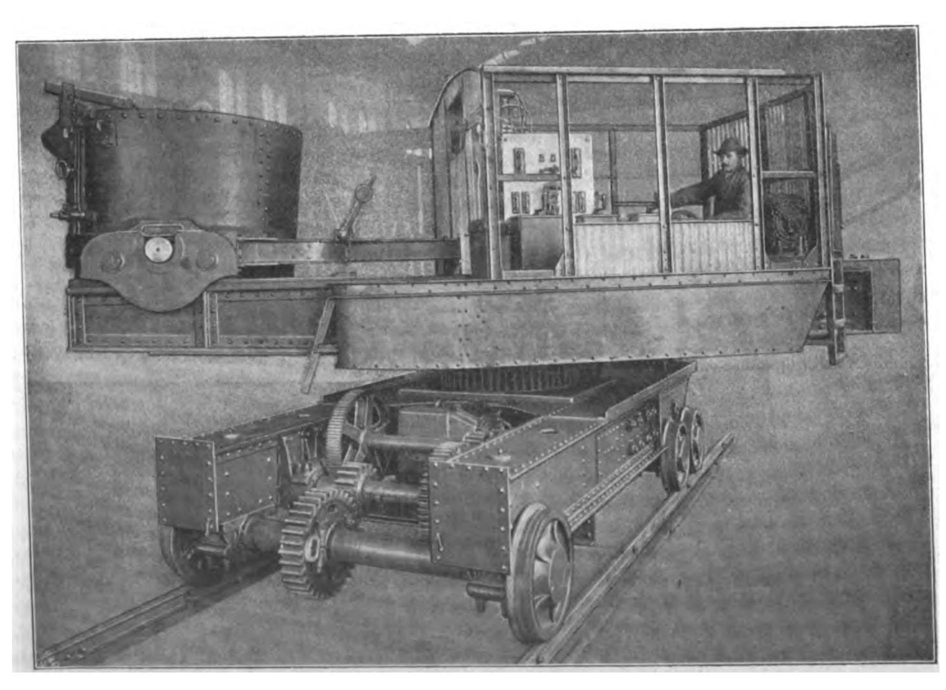
Gießwagen ohne Hubbewegung mit völlig elektrischem Antrieb (Tigler).



Schnitt a-b.



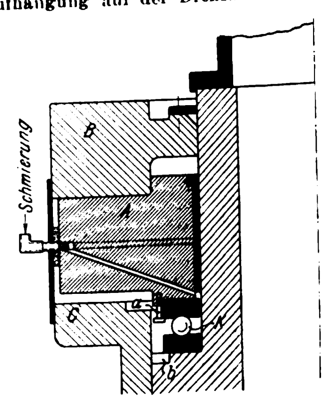




an einem auf den Zapfen der Säule mit einer Rotgußbüchse aufgepaßten Zapfenring A, an dessen nach außen stehenden Zapfen mittels der Haube B das Gußstück C hängt, das den Ausleger trägt. Diese Aufhängung sichert eine unter allen Umständen senkrechte Belastung des Kugellagers. Um den unteren Druckring des Kugellagers ausheben zu können, sind in die Säule Aussparungen b eingefräst, durch die man mit Haken

Fig. 379.

Aufhängung auf der Drehsäule (Tigler).

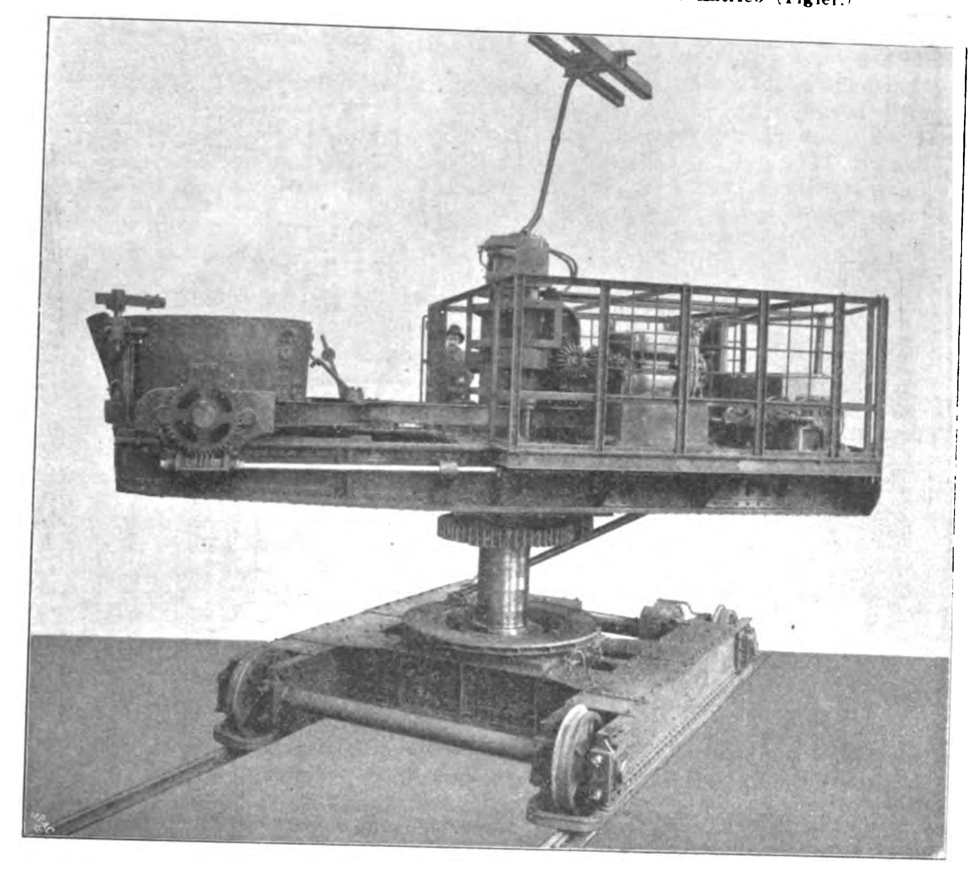


unter den Ring greifen kann. Kugellager und Säulenzapfen werden durch eine Bohrung im Zapfen des Zapfenringes unter Oel gesetzt; der Raum ist nach außen durch vorgeschraubte Bleche mit Filzunterlagen abgedichtet, so daß er völlig mit Oel angefüllt werden kann. Der Schleifringzylinder ist bereits in Z. 1907 S. 52, Fig. 195 und 196, dargestellt worden.

Die Arbeitsgeschwindigkeiten des Wagens sind folgende:

Fig. 380.

Gießwagen mit Hubbewegung und völlig elektrischem Antrieb (Tigler.)

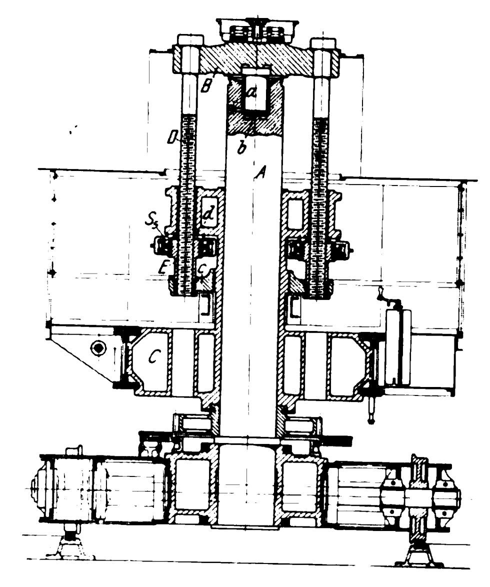


Fahren	30 m/min
Verschieben der Pfanne	6 bis 8 »
Kippen » »	180° in 30 sk
Schwenken	360° in 40 bis 50 »
Heben	1,5 m/min.

Die Maschinenbau-A.-G. Tigler hat als erste Ausführung bereits im Jahr 1899 einen völlig elektrisch betriebenen Wagen mit Hubbewegung gebaut, Fig. 380, an dem jedoch nur die Hubbewegung von Interesse ist. Sie ist in Fig. 381 für sich dargestellt. Zwischen das auf die Spitze der Drehsäule A aufgestülpte Querstück B und das den Ausleger tragende Gußstück C sind Schraubspindeln D eingeschaltet, an denen sich das Gußstück C mit Hülfe von Muttern E auf- und niederschraubt. Diese Muttern werden mittels Schneckenradgetrieben S_5 und einer gemeinsamen Vorgelegewelle von einem Motor gedreht. Das Querstück B dreht sich vermittels eines darin eingelassenen Zapfens a auf

Fig. 381.

Hubbewegung mit elektrischem Antrieb und Uebertragung durch Schraubspindeln (Tigler).

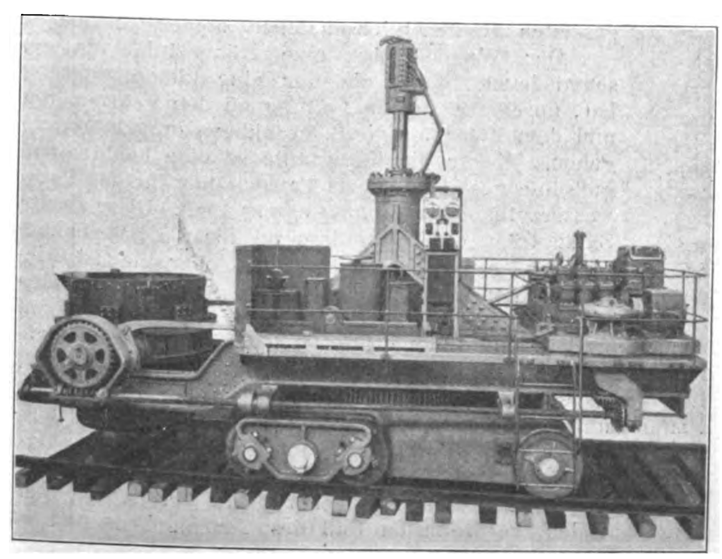


einer in der Drehsäule liegenden Spurplatte b, während eine in die Drehsäule eingepaßte Büchse dem Zapfen a als seitliche Führung dient. Das Gußstück C wird an der Drehsäule geführt; die Muttern E sind zwischen das Gußstück und eine darüber gestreifte Brille c gespannt, während die Spindeln D mit Spiel durch das Gußstück und durch diese Brille hindurchgeführt sind. Wenn die Muttern E gedreht werden, schrauben sich die Spindeln D in sie hinein oder aus ihnen heraus, und das Gußstück C wird mit dem Ausleger gehoben oder gesenkt; der zwischen Muttern und Gußstück infolge des Auslegergewichtes auftretende Druck in der Achsenrichtung der Spindeln wird durch Kugellager d aufgenommen.

Diese Konstruktion für die Hubbewegung zeigte noch mancherlei Mängel und ist daher bei späterer Ausführung völlig elektrisch betriebener Gießwagen nicht mehr angewandt, sondern in anderer Weise gelöst worden. Abgesehen davon, daß eine Schraube mit Mutter für die Hub-

Fig. 382 und 383.

Gießwagen mit Preßwasser- und elektrischem Antrieb (Benrath).



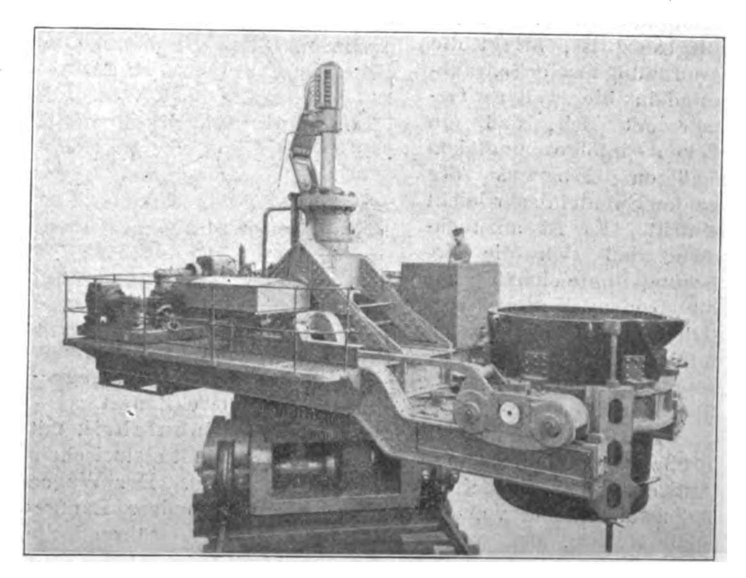


Fig. 384 bis 387. Gießwagen mit Preßwasser- und elektrischem Antrieb (Benrath).

Fig. 384.

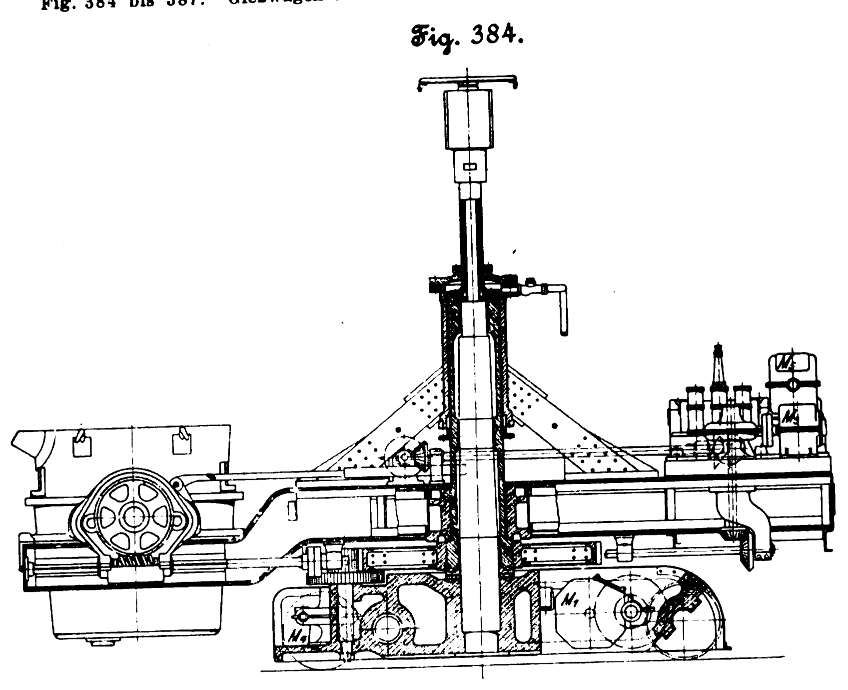


Fig. 385.

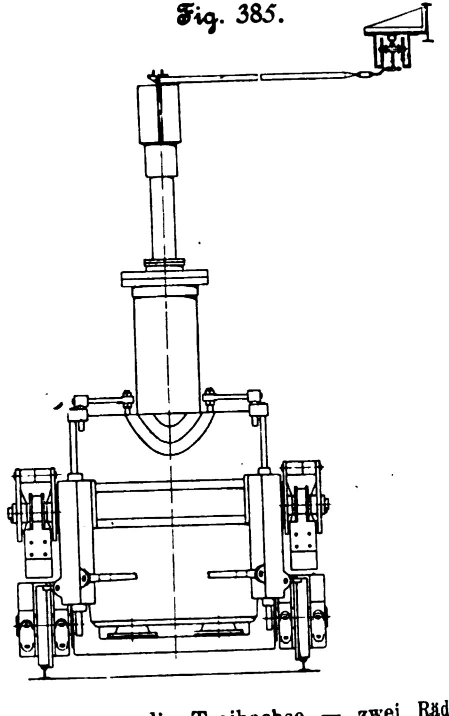
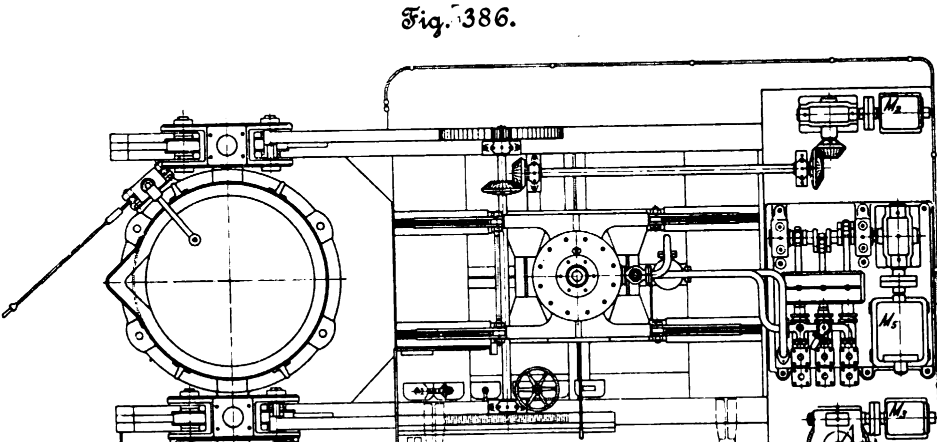


Fig. 386.



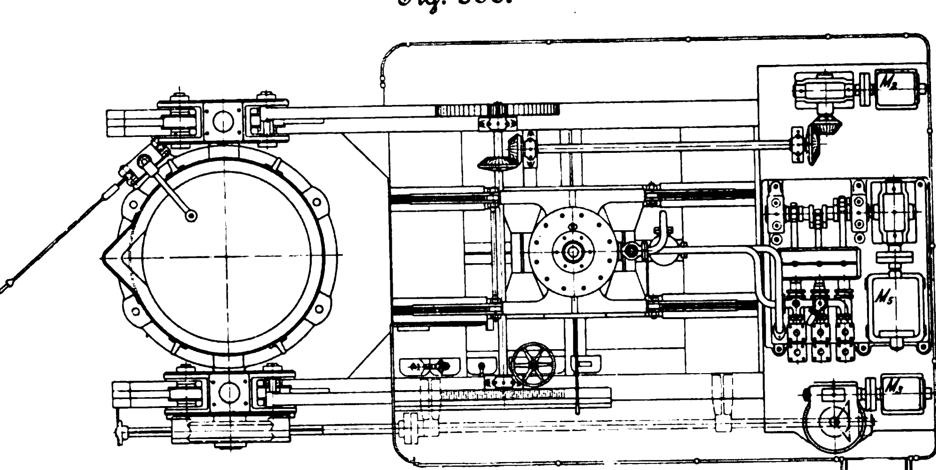
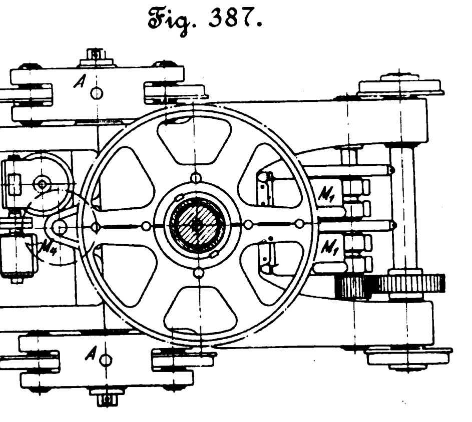


Fig. 387.



bewegung in den staubigen Stahlwerken kein geeignetes Maschinenelement darstellt, indem sie der Abnutzung in hohem Maße ausgesetzt ist, bringt die Anordnung zweier Schraubspindeln die weitere Gefahr mit sich, daß ein Ecken infolge ungleichmäßigen Arbeitens der beiden Spindeln sehr leicht eintritt. Es ist anzunehmen, daß sich die Belastung ungleichmäßig auf die beiden Muttern verteilen wird, und das hat ungleichmäßige Abnutzung zur Folge, wodurch der Uebelstand vermehrt wird. Man hat also in den Spindeln gegenüber dem Preßwasserkolben eine verwickeltere Bauart.

Ein Gießwagen der Benrather Maschinenfabrik mit Preßwasser-Hebeinrichtung, im übrigen aber mit elektrischem Antrieb, ist in Fig. 382 bis 387 wiedergegeben. Der Wagen hat zwei Achsen, von denen die vordere besondere Laufgestelle A, Fig. 387, mit je zwei Rädern trägt, während die hintere — die Treibachse — zwei Räder hat. Die vorderen Laufgestelle wirken als Balanziers, so daß stets alle Räder aufliegen; diese Vorrichtung ist der Ungenauigkeiten der Gleise wegen getroffen. Der Gießwagen soll mit 80 bis 90 m/sk fahren. Dadurch wurde für den Fahrmotor eine Höchstleistung von 80 bis 90 PS erforderlich, was dazu führte, zwei Motoren M_1 von je 35 PS normaler Leistung zu verwenden, die in einem verhältnismäßig kleinen Raum im Gestell nebeneinander untergebracht werden mußten und nach Art der gewöhnlichen Bahnmotoren aufgehängt sind. Es hat dies den Vorteil, daß man durch Reihenparallelschaltung im Steuerschalter ein sanftes Anlassen erreichen kann; außerdem kann man unter Ausschaltung der betreffenden Stromabnehmer im Anlasser bei Schadhaftwerden eines Motors mit dem andern allein, wenn auch mit verminderter Geschwindigkeit, fahren. Im vorderen Teile des Wagens ist der Motor M_4 für die Schwenkbewegung untergebracht, s. Fig. 384. Die Laufgestelle sind Gußstücke, die sich von oben auf die Laufachsen aufsetzen. Beachtenswert sind die Schmiereinrichtungen insofern, als die außen angesetzten Stauffer-Büchsen leicht zugänglich sind.

Der Wagen trägt eine Königsäule aus geschmiedetem Stahl, die nur eine kleine Bohrung hat, durch welche die Leitung zu den Fahrmotoren und dem Motor für die Schwenkbewegung hindurchgehen. Ueber die Königsäule ist eine hohle Stahlgußsäule gestülpt, die als Tauchkolben für den Preßwasserzylinder der Hubbewegung dient. Diese zweite Säule trägt unten das Zahnrad für die Schwenkbewegung, wird also mitgedreht; über sie ist wiederum der Preßwasserzylinder gestülpt, der den Ausleger trägt, zwischen dessen Längsträgern auf der einen Seite die Pfanne in radialer Richtung verschieblich hängt, während auf der andern Seite die Motoren M_2 für das Verschieben der Pfanne, M_3 für das Kippen der Pfanne und M_5 nebst der mittels Schneckentriebes angekuppelten Dreikurbel-Preßpumpe untergebracht sind. Diese dienen so gleichzeitig als Gegengewicht gegen die Pfanne und deren Inhalt. Der Ausleger ruht in der tiefsten Stellung auf dem verbreiterten Fuß des Tauchkolbens und ist

hier durch Keile gegen Drehen gesichert. Bei neueren Ausführungen wird an Stelle der stark beanspruchten Keile der ganze Unterteil der Säule sechskantig, Fig. 388, ausgeführt,

Fig. 388.

Querschnitt durch die Königsäule.

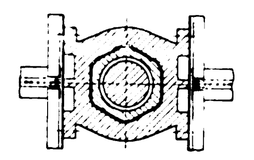
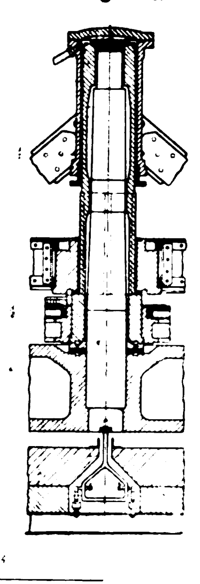


Fig. 389.

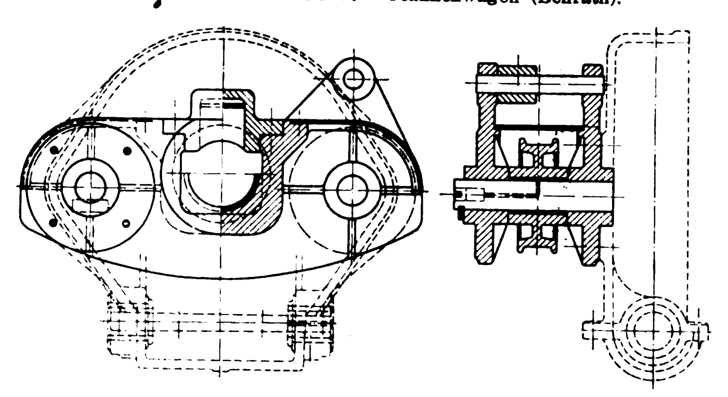
Stromführung zur Königsäule.



und es sind die einzelnen Flächen mit nachstellbaren Platten versehen. Die Königsäule und ebenso die darüber gestülpte hohle Tauchkolbensäule haben Aufsätze, auf die sich der Schleifringzylinder setzt[1]); sie sind durch den Deckel des Preßwasserzylinders durchgeführt, und das Preßwasser wird, da die Höhlung der Königsäule für die elektrischen Leitungen frei gehalten ist, seitlich unmittelbar unter dem Deckel zugeführt. Da sich sowohl Zylinder wie Kolben drehen, so werden die Stopfbüchsen nur durch hin und hergehende, nicht aber durch drehende Bewegung beansprucht, was für ihre Haltbarkeit günstig ist. Es sind drei Stopfbüchsen vorhanden, von denen jedoch zwei demselben Zweck dienen und sich gegenseitig unterstützen; auf diese Weise können Undichtheiten der inneren Stopfbüchse mit Hülfe der außenliegenden, leicht zugänglichen und nachziehbaren unteren Stopfbüchse überwunden werden, ohne daß der Betrieb gestört wird, bis eine längere Betriebspause gestattet, den Deckel loszunehmen und die innere Stopfbüchse nachzusehen. Bei neueren Ausführungen ist die dritte Stopfbüchse fortgefallen, und der Strom wird durch einen am Untergestell befestigten Schleifring-Stromabnehmer von einer in einem Kanal verlegten Stromleitung aus zugeführt, Fig. 389. Dabei fällt auch die Bohrung der Königsäule fort. Diese Anordnung hat außerdem den Vorteil einer wesentlich geringeren Bauhöhe, wenn auch der Kanal wieder leicht der Verschmutzung ausgesetzt ist.

[1]) Der Schleifringzylinder ist bereits früher beschrieben worden; s. Z. 1907 S. 52 Fig. 199 und 200.

Fig. 390 und 391. **Pfannenwagen (Benrath).**



Die Pfanne hängt mit den Zapfen des Pfannenringes in zwei kleinen Pfannenwagen mit je zwei Laufrädern, Fig. 390 und 391, ähnlich der Ausführung der Märkischen Maschinenbauanstalt; der Lagerdeckel erhält eine große Aussparung zum Schmieren mit Talg, das sich an dieser Stelle wegen der starken Einwirkung der Hitze empfiehlt. Wie punktiert angedeutet, wird an einer Seite der Kasten für die Schnecke zum Kippen der Pfanne an diesem Pfannenwagen angesetzt.

Die Pfanne wird in dem Pfannenring, auf den sie sich mit einem angenieteten Winkeleisenring aufsetzt, durch vier Bolzen mit Splinten befestigt; die Bolzen werden zweckmäßig mit einem Kettchen an den Pfannenring angehängt, da sie sonst im Betriebe leicht verloren gehen.

(Fortsetzung folgt.)

Untersuchung einer mittelbaren Dampfmaschinenregelung.[1])

Von Dr.-Ing. **W. Gensecke**, Charlottenburg.

(Auszug aus einem in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinenden ausführlichen Bericht.)

Neuerdings wird die mittelbare Regelung (meist die hydraulische) vielfach auch bei Dampfkraftmaschinen, hauptsächlich bei Dampfturbinen, angewandt. In den Fällen, wo K o l b e n dampfmaschinen mit mittelbarer Regelung versehen wurden, war dafür derselbe Grund entscheidend wie bei Wasserturbinen: zu große Bewegungswiderstände der vom Regler zu verstellenden Teile. Anders liegen die Verhältnisse bei den Dampfturbinen. Diese arbeiten meist mit Drosselregelung. Der Regler hat also ein Drosselventil oder einen Drosselschieber zu betätigen, eine Aufgabe, die ein ohne Zwischenglied angreifender Regler bewältigen könnte. Trotzdem zieht man häufig die umständlichere und teure mittelbare Regelung vor. Der Hauptgrund dafür dürfte der sein, daß bei Dampfturbinen, die meist zum Antrieb von Dynamomaschinen dienen, die höchsten Anforderungen an die Empfindlichkeit der Regelung gestellt werden. Ein Mittel, die Regelung stets empfindlich zu halten, ist die Anordnung eines Hülfsmotors, der die Bewegungswiderstände leicht überwindet, dies selbst dann noch besorgt, wenn die Widerstände um ein Mehrfaches größer werden. Der Vorteil der mittelbaren Regelung ist hier der, daß die Regelung in ihrem Empfindlichkeitsgrad unabhängig von der Größe der Steuerungswiderstände ist.

Das Folgende beschränkt sich auf hydraulische Regelung, angewandt auf die Verhältnisse der Kolbendampfmaschine. Das Drehmoment der Dampfmaschine bei bestimmter Füllung ist, wenn man von Drosselverlusten des Dampfes absieht, von der Umlaufzahl unabhängig. Ist das treibende Moment nicht gleich dem unveränderlich gedachten widerstehenden, so wird theoretisch die Umlaufzahl entweder unendlich groß oder zu null. Eine Selbstregelung in der Dampfmaschine ist nicht vorhanden.

Der Umstand, daß die Dampfmaschine während jeden Hubes nur solange unter dem Einfluß des Reglers steht, als

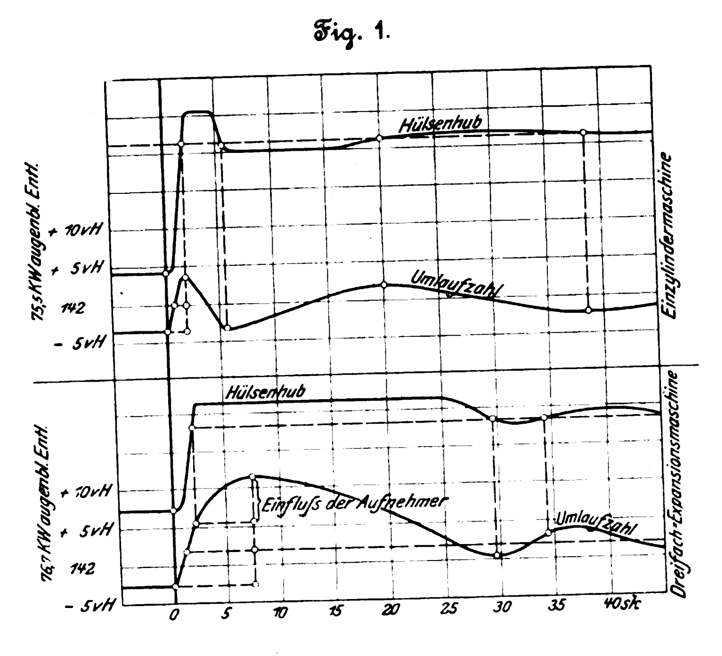
[1]) Die Versuche, welche den Ausgangspunkt für die folgende Arbeit bilden, wurden an einer Vierfach-Expansionsdampfmaschine des Maschinenlaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin ausgeführt. Es ist mir eine angenehme Pflicht, dem Vorsteher des Laboratoriums, Hrn. Prof. E. Josse, meinen besten Dank für die allgemeine Förderung der Arbeit auszusprechen. Die untersuchte Maschine ist im I. Heft der Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium ausführlich beschrieben. Ihre hydraulische Regelung ist von Prof. E. Josse entworfen worden.

Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfmaschinen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

die Füllung noch nicht abgeschlossen ist, daß von Beendigung einer Füllung an bis zum Beginn der nächsten die Maschine als reglerlos anzusehen ist, hat für den Verlauf des Regelvorganges kaum Bedeutung. Bei einer Maschine mit 150 Uml./min beträgt die Zeit eines Hubes 1/5 sk; der Regler ist also höchstens 1/5 sk außer Tätigkeit gesetzt. Dagegen ist sehr zu beachten, daß der Einfluß der Zwischenaufnehmer ganz bedeutend werden kann, besonders wenn es sich um Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen handelt, bei denen nur der Hochdruckzylinder geregelt wird. Entlastet man eine solche Maschine, z. B. auf Leerlauf, so dauert es ziemlich lange, bis die Aufnehmerspannung auf den Beharrungszustand gesunken ist. Bis zu diesem Augenblick leisten Mitteldruck- und Niederdruckzylinder mehr als im Beharrungszustand, und die Umlaufzahl kann noch ziemlich weit ansteigen, selbst wenn der Hochdruckzylinder bereits Nullfüllung gibt.

Um diese Wirkung zu veranschaulichen, sind in Fig. 1 zwei Entlastungsversuche einander gegenüber gestellt, die an einer normalen Dreifach-Expansionsmaschine ausgeführt worden sind. In einem Fall arbeitete die Maschine mit dreifacher Expansion, im andern wurde sie einzylindrig betrieben, in-

Fig. 1.



dem Hochdruck- und Niederdruckzylinder ausgeschaltet waren. Im letzteren Fall kann eine Aufnehmerwirkung nicht vorhanden sein. Dies geht aus dem Diagramm auch hervor, indem die Umlaufzahl am größten da wird, wo die Reglerhülse ihre Stellung für Leerlauf erreicht. Der Vergleich beider Diagramme zeigt deutlich, wie sehr die Aufnehmer den größten Ausschlag der Umlaufzahl erhöhen, und wie sehr durch sie die Dauer besonders der ersten Regelschwingung verlängert wird. Die Einwirkung der Aufnehmer läßt sich beseitigen, wenn man für sämtliche Belastungen dieselbe Spannung in ihnen hat, was dadurch zu erreichen ist, daß man alle Zylinder regelt.

I) Theoretische Betrachtungen.

Die Verfolgung des Regelvorganges bei einer hydraulischen Regelung bietet unter gewissen Annahmen keine Schwierigkeiten. Es seien zunächst folgende Voraussetzungen gemacht:

Der Regler sei sehr empfindlich und masselos gedacht und so beschaffen, daß sein Hülsenhub linear von der Umlaufzahl abhängig ist.

Die Ungleichförmigkeit des Reglers betrage nur einige vH.

Der Regler sei mit dem Hülfsmotor so verbunden, daß der Hub der Reglerhülse und der Kolbenweg des Hülfsmotors für den Beharrungszustand proportional sind. Schematisch ist die Anordnung in Fig. 2 dargestellt.

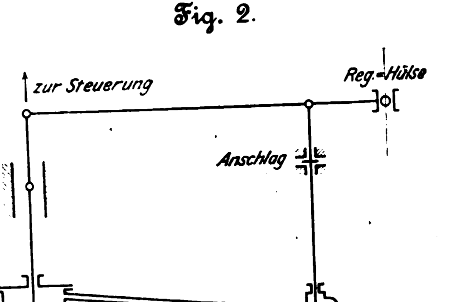
Die Wege, die der Steuerschieber bis zur vollen Eröffnung der Steuerkanäle zurückzulegen hat, seien sehr klein. Ein Anschlag, s. Fig. 2, gestatte dem Schieber nur soviel Spiel, als zur Eröffnung der Kanäle nötig ist.

Die als Kolbenschieber gedachte Steuerung für den Hülfsmotor sei ohne Kanalüberdeckungen ausgeführt, so daß der Hülfsmotor sofort in Tätigkeit tritt, sobald sich der Regler bewegt. Endlich sei der Hülfsmotorkolben kinematisch derart mit der Steuerung der Dampfmaschine verbunden, daß das Drehmoment linear vom Wege des Hülfsmotors abhängig ist.

Es bezeichne

- D_0 das Drehmoment der Maschine bei normaler Vollast,
- J die Summe der Trägheitsmomente des Schwungrades und aller umlaufenden Teile,
- n_0 die Umlaufzahl der Maschine bei normaler Last, entsprechend einer Winkelgeschwindigkeit ω_0,
- δ den Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers, gerechnet zwischen den der Normallast und dem Leerlauf entsprechenden Hülsenstellungen,
- α den Grad der Belastungsänderung der Maschine ($\alpha = 1$, wenn die Maschine von Vollast (D_0) auf Leerlauf entlastet wird).

Fig. 2.



1) Der ideale Regelvorgang bei augenblicklich wirkendem Hülfsmotor.

Der Hülfsmotor sei so beschaffen, daß er der Bewegung des Reglers genau ohne Nachhinken folgt. Die voll belastete Maschine werde um den Betrag αD_0 entlastet. Den Voraussetzungen gemäß ist dann die Umlaufzahl für den neuen Gleichgewichtzustand

$$n_0 (1 + \alpha \delta).$$

Genauer müßte es heißen:

$$n_0 + n_m \alpha \delta,$$

wo n_m das Mittel der Umlaufzahlen für Vollast und Leerlauf ist. Da jedoch n_m um nur wenige Prozente von n_0 verschieden ist, so gilt die obige Bezeichnung, die eingeführt wurde, um an Beziehungen zu sparen, mit recht guter Annäherung.

Die Gleichung für die Aenderung der Umlaufzahl ist

$$1 - \frac{n - n_0}{\alpha \delta n_0} = e^{-(30 D_0 / \pi J n_0 \delta) t} \quad . \quad . \quad . \quad (1).$$

Der im Exponenten vorkommende Ausdruck

$$\frac{\pi}{30} \frac{J}{D_0} n_0 = T_a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

hat eine einfache Bedeutung. Er ist die Anlaufzeit T_a der Maschine; das ist die Zeit, welche die Maschine braucht, um bei einem Drehmomentüberschuß D_0 vom Stillstand auf die volle Umlaufzahl zu kommen.

Führt man die Anlaufzeit ein, so nimmt Gl. (1) die einfache Form an:

$$\Delta n = n - n_0 = \alpha \delta n_0 [1 - e^{-t / T_a \delta}] \quad . \quad . \quad (1a).$$

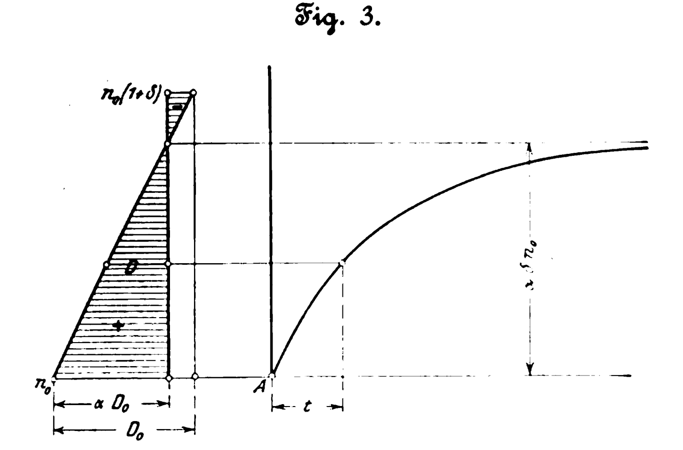
Die Umlaufzahl nähert sich stetig dem neuen Gleichgewichtzustand und erreicht ihn asymptotisch; s. Fig. 3.

Gl. (1) läßt erkennen, daß die größte Aenderung der Umlaufzahl

$$\Delta n_{max} = \alpha\,\delta\,n_0,$$

die hier identisch mit der Umlaufänderung für den Beharrungszustand ist, um so kleiner wird, je kleiner die Ungleichförmigkeit δ, und daß bei kleinerem δ und bei kleinerer Anlaufzeit T_a der neue Gleichgewichtzustand schneller erreicht wird.

Fig. 3.



2) Der ideale Regelvorgang bei langsam wirkendem Hülfsmotor nach Pfarr[1]).

Es werde die Annahme gemacht, daß sich das ausgelöste Relais mit gleichbleibender Geschwindigkeit bewegt, d. h. daß die Bahn des Hülfsmotors und damit auch des Reglers als Funktion der Zeit durch eine Gerade dargestellt wird. Es bezeichne T_s die Zeit, die der Hülfsmotor braucht, um von Vollfüllung bis auf Leerlauffüllung abzustellen.

Wird die Maschine um den Betrag αD_0 entlastet, so ändert sich die Umlaufzahl nach der Gleichung

$$\Delta n = n - n_0 = \frac{30\,D_0}{\pi\,J}\left(\alpha\,t - \frac{t^2}{2\,T_s}\right) \quad . \quad . \quad (3).$$

Der Verlauf der Umlaufzahl ist dargestellt durch eine Parabel.

Die Zeit bis zur Erreichung der höchsten Umlaufzahl ist $t_1' = \alpha\,T_s$.

Die höchste Umlaufänderung selbst ist

$$= {}^1/_2\,\frac{30\,D_0}{\pi\,J}\,\alpha^2\,T_s = {}^1/_2\,\alpha^2\,n_0\,\frac{T_s}{T_a} \quad . \quad . \quad . \quad (4).$$

Der Vorgang ist in Fig. 4 dargestellt.

Der Schnittpunkt der Umlaufzahlkurve der Maschine (3) mit der Umlaufzahlkurve für den Hülsenhub (2) ist der Augenblick, wo der Hülfsmotor umgesteuert wird.

Der Kolben des Hülfsmotors bewegt sich vom Punkt A' an mit derselben Geschwindigkeit nach unten wie zuerst nach oben. Entsprechend ist die Zunahme des Drehmomentes (Gerade 1') das Spiegelbild der Geraden 1. Man erkennt, daß die Parabeläste $B\,A'$ und $A'\,B'$ kongruent sind, daß also die neue Parabel denselben Parameter hat wie die erste. War die erste Schwingung eine Entlastung um den Betrag $\alpha\,D_0$, so kann die zweite angesehen werden als eine augenblickliche Belastung um den Betrag $\alpha'\,D_0$. Die folgende Schwingung und alle weiteren ergeben sich nunmehr in gleicher Weise immer aus der vorhergehenden, und der Regelvorgang kann bis zu Ende verfolgt werden.

In Wirklichkeit wird der Regelvorgang infolge der Unvollkommenheiten von Regler und Hülfsmotor etwas anders verlaufen. Immerhin mögen die bisher gewonnenen Ergebnisse erörtert werden, da der grundsätzliche Einfluß der maßgebenden Größen auch für die späteren Betrachtungen bestehen bleibt.

Zunächst zeigen die Formeln und Figuren, daß eine Regelung in der vorgedachten Art für einen Ungleichförmigkeitsgrad $\delta > 0$ unter allen Umständen stabil sein muß, daß die Regelschwingungen mehr oder weniger schnell bis auf null abnehmen. Der Regler hat hier nur den Zweck und die Möglichkeit, den Hülfsmotorkolben umzusteuern. Während der ganzen, zwischen zwei Umkehrpunkten liegenden Zeitabschnitte ist der Regelvorgang allein abhängig von den Eigenschaften des Hülfsmotors, nicht von denen des Reglers.

Die Hauptfragen, welche bei Betrachtung eines Regelvorganges auftreten, sind

1) die größte auftretende Schwankung der Umlaufzahl,
2) die Dauer der Regelung.

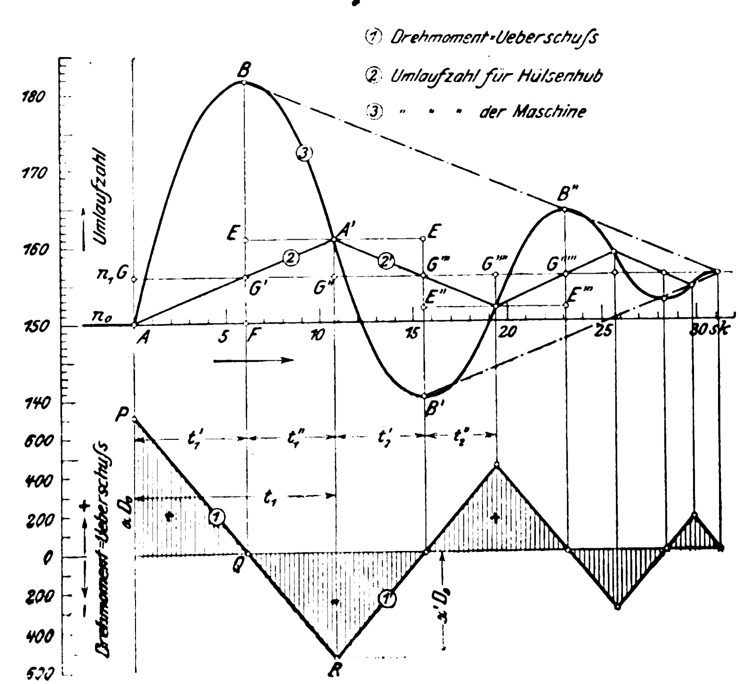
Drehmoment und Umlaufzahl sollen als fest gegebene Größen angesehen werden. Die größte Schwankung der Umlaufzahl

$$\frac{(\Delta n)_{max}}{n_0} = {}^1/_2\,\frac{30\,D_0}{\pi\,J\,n_0}\,\alpha^2\,T_s = \frac{\alpha^2}{2}\,\frac{T_s}{T_a} \quad . \quad . \quad (4)$$

ist direkt proportional der Schlußzeit T_s des Hülfsmotors, dem Quadrat des Entlastungsgrades und umgekehrt proportional dem Trägheitsmoment der Schwungmassen.

Die Forderungen für eine Regelung mit möglichst kleinen Schwankungen der Umlaufzahl sind demnach: möglichst große Anlaufzeit, die bei gegebener Leistung und Umlaufzahl durch große Schwungmassen (der sofort wirkende Hülfsmotor verlangte kleine Anlaufzeit) zu erreichen ist, ferner kleinstmögliche Schlußzeit des Hülfsmotors.

Fig. 4.



Die Dauer des Regelvorganges ist

$$\Theta = {}^1/_2\,\frac{30\,D_0\,\alpha^2\,T_s^2}{\pi\,J\,\delta\,n_0} = \frac{\alpha^2\,T_s^2}{2\,\delta\,T_a}.$$

Die Regeldauer ist unmittelbar proportional
dem Quadrat des Entlastungsgrades,
dem Quadrat der Schlußzeit des Hülfsmotors;
umgekehrt proportional
dem Trägheitsmoment der Schwungmassen,
dem Ungleichförmigkeitsgrad δ des Reglers.

Die Rücksicht auf schnelle Beendigung des Regelvorganges ergibt zunächst dieselben Forderungen wie die Erstrebung kleinster Schwankung der Umlaufzahl, nämlich große Anlaufzeit, kleine Schlußzeit. Bemerkenswert ist der Einfluß der Ungleichförmigkeit des Reglers. Hatte δ keinen Einfluß auf die Größe der ersten Schwankung, so ist die Dauer der Regelung sehr davon abhängig. Je größer man den Ungleichförmigkeitsgrad nimmt, desto schneller und sicherer geht die Umlaufzahl in den neuen Gleichgewichtzustand über.

Wichtig ist ferner die Frage nach der kleinstmöglichen

[1]) s. Z. 1899 S. 1553.

Schwankung der Umlaufzahl und der kürzesten Regeldauer. Dieser Fall liegt vor, wenn die Maschine aperiodisch in die neue Gleichgewichtlage übergeht. Ein Uebergang ohne Schwingungen findet statt, wenn

$$(\Delta n)_{max} = \alpha \delta n_0$$

wird.

Es war oben nachgewiesen worden, daß $(\Delta n)_{max}$ um so kleiner wird, je kleiner die Schlußzeit des Hülfsmotors ist. Es läßt sich deshalb eine Schlußzeit angeben, bei der unter den vorliegenden Verhältnissen der Uebergang gerade aperiodisch wird. Unter Benutzung von Gl. (4) erhält man:

$$T_s' = 2\,\frac{\delta}{\alpha}\,\frac{n_0 \pi J}{30\,D_0} = 2\,\frac{\delta}{\alpha}\,T_a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Die Schlußzeit für aperiodischen Uebergang kann um so größer sein, je größer der Ungleichförmigkeitsgrad δ und je größer die Schwungmassen sind; sie muß um so kleiner werden, je größer der Entlastungsgrad der Maschine ist.

3) Der wirkliche Regelvorgang.

Bei dem bisher dargestellten Regelvorgang waren Eigenschaften des Reglers und des Hülfsmotors angenommen worden, die in Wirklichkeit nicht vorhanden sind. Die bisherige Betrachtung setzte einen Regler ohne Masse und Reibung voraus. Der Hülfsmotor war so gedacht, daß er bereits bei sehr kleiner Bewegung der Reglerhülse mit voller Geschwindigkeit in Tätigkeit trat. Das setzt einen Steuerschieber voraus, der ohne Deckungen mit sehr kleinen Kanalbreiten ausgeführt ist. Durch mehr oder weniger unvermeidliche Mängel des Reglers wird die Umsteuerung des Hülfsmotors nicht rechtzeitig (im Punkt A', Fig. 4) erfolgen. Sie wird im allgemeinen zum Nachteil der Regelung verspätet geschehen. Die Unvollkommenheiten des Hülfsmotors bewirken, daß die Reglerhülse eine Strecke toten Weges zurücklegen muß, damit die im Gestänge vorhandenen Spielräume und die Deckungen des Steuerschiebers durchlaufen werden.

Pfarr macht die Annahme, daß die Zeit t_s, welche nötig ist, um den Hülfsschieber umzustellen, von Anfang bis zum Schluß des Regelvorganges dieselbe ist. Der sich bei dieser Voraussetzung ergebende Regelvorgang ist in Fig. 5 dargestellt.

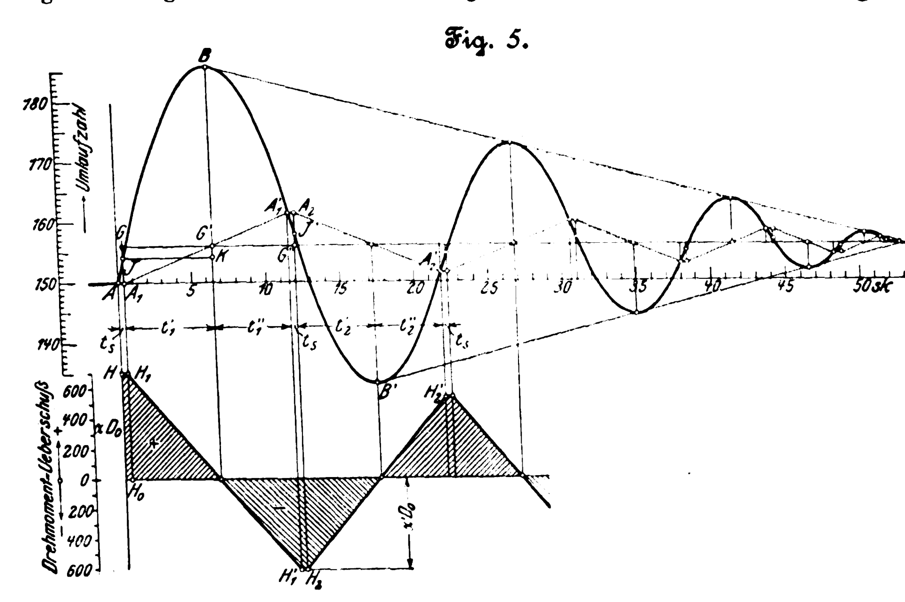
Welche Einwirkung auf die Regelung hat die Zeit t_s? Aus der Betrachtung der Figuren 4 und 5, die für dieselbe Entlastung entworfen und nur dadurch verschieden geworden sind, daß t_s im ersten Falle $= 0$, im zweiten zu 0,4 sk angenommen wurde, geht hervor, daß mit t_s die größte Schwankung der Umlaufzahl verhältnismäßig wenig, die Dauer der Regelung dagegen stark zunimmt. Immerhin geht auch in Fig. 5 die Umlaufzahl sicher in ihren neuen Gleichgewichtzustand über.

Man darf jedoch die Zeit t_s nicht beliebig vergrößern, und es gibt einen Grenzwert für t_s, wo die Regelschwingungen nicht kleiner werden, sondern dieselbe Amplitude behalten, einen Grenzfall, wo die Regeldauer unendlich groß wird. Es zeigt sich weiter, daß die Amplituden der Schwingungen andauernd zunehmen, wenn die Zeit t_s noch größer wird, daß in diesem Falle die Regelung völlig labil wird.

Es soll nun der Einfluß verschiedener Unvollkommenheiten des Reglers auf den Regelvorgang näher untersucht werden.

Die bisherigen Betrachtungen waren unter der Voraussetzung durchgeführt worden, daß der Regler soviel freies Spiel besaß, wie zur Eröffnung der (schmal gedachten) Steuerkanäle nötig war (siehe den in Fig. 2 gezeichneten Ausschlag). Diese Voraussetzung bewirkte, daß Reglerhülsenbahn und Hülfsmotorbahn identisch waren, daß jedenfalls die Reglerhülse dem Hülfsmotorkolben nur wenig vorauseilen konnte, und daß Eigenschwingungen und Bewegungen des Reglers vermieden wurden. Es ist klar, daß die Vorrichtung zwecklos ist, wenn man einen idealen Regler ohne Masse und Reibung voraussetzt. Der Unterschied gegenüber der früheren Betrachtung würde der sein, daß in Fig. 4 die Reglerhülsenbahn nicht mit der Hülfsmotorbahn (Kurve 2), sondern mit der Umlaufzahl der Maschine (Kurve 3) identisch wäre. Die Umschaltung des Hülfsmotors erfolgt jedoch in beiden Fällen im Punkt A', so daß die Hülfsmotorbahn nicht beeinflußt wird, mithin auch das Drehmomentdiagramm (Kurve 1) und der Verlauf der Umlaufzahl ungeändert bleiben. Der Vorteil der Vorrichtung wird sich zeigen, wenn man von dem idealen Regler zum wirklichen übergeht. Deshalb mag bei den folgenden Betrachtungen der Regelvorgang zunächst ohne Hubbegrenzung verfolgt werden; dann soll die Regelung bei vorhandenem Anschlag gegenübergestellt werden.

Fig. 5.



a) Der reibungslose Regler mit Masse.

Der Regler besitze eine auf die Hülse bezogene Masse M, seine Gleitkraft (Energie) werde mit E bezeichnet. Die Maschine sei um den Betrag αD_0 entlastet. Der Hülfsmotor ist wieder mit gleichbleibender Geschwindigkeit wirkend gedacht. Die Umlaufzahl ändert sich dann nach der Parabel

$$\Delta n = \frac{n_0}{T_a}\left(\alpha t - \frac{t^2}{2\,T_s}\right) \quad . \quad . \quad (3).$$

Die Gleichung für die Hülsenbewegung lautet

$$x = \frac{n_0}{T_a}\left[\left(\alpha t - \frac{t^2}{2\,T_s}\right) - \left(\frac{T}{\pi}\right)^2\left(\frac{\pi}{T}\,\alpha \sin\frac{\pi}{T}\,t + \frac{1}{T_s}\cos\frac{\pi}{T}\,t - \frac{1}{T_s}\right)\right].$$

Darin bedeutet T die »Schwingungszeit« des Reglers. Bei unveränderlicher Umlaufzahl der Maschine würde der aus seiner Gleichgewichtlage gebrachte reibungslose Regler Sinusschwingungen um die Gleichgewichtlage ausführen, und die Zeit einer halben Schwingung würde T sein. T ist für jeden Regler ein ganz bestimmter, fester Wert.

Fig. 6 gibt in Kurve 2 ein Bild der Hülsenbewegung, während Kurve 1 die Umlaufzahl der Maschine darstellt. Man sieht daraus, daß die Umschaltung des Hülfsmotors früher oder später erfolgen kann als beim masselosen Regler. In Fig. 6 z. B. erfolgt die Umschaltung statt in A erst im Punkte B, also etwa 0,3 sk zu spät. Der zweiten Schwingung liegt infolgedessen noch ein Entlastungsgrad $\alpha' = 0{,}90$ zugrunde, während er bei rechtzeitiger Umsteuerung bereits auf 0,77 gesunken wäre.

Das Ergebnis der Betrachtung ist, daß die Masse des Reglers Unregelmäßigkeiten in den Regelvorgang hineinbringt, daß ein neuer Beharrungszustand nicht eintritt, indem die Reglerhülse fortwährend pendelt. Die Störungen sind um so empfindlicher, je größer die Schwingungszeit des Reglers ist. Kleine Schwingungszeiten lassen sich durch kleine Massen bei gleichzeitig großer Gleitkraft E erreichen.

Diese vorteilhaften Bedingungen lassen sich am besten bei Federreglern erfüllen, die hohe Umlaufzahl haben.

Die schädlichen Eigenschwingungen kann man durch Anbringung des oben besprochenen Anschlages unterdrücken. In diesem Fall ist die Gerade 3 gleichzeitig Hülsenhubkurve. In A beginnt die Hülse umzusteuern, und im Punkt F ist

Fig. 6. Ungedämpfter, reibungsloser Regler.

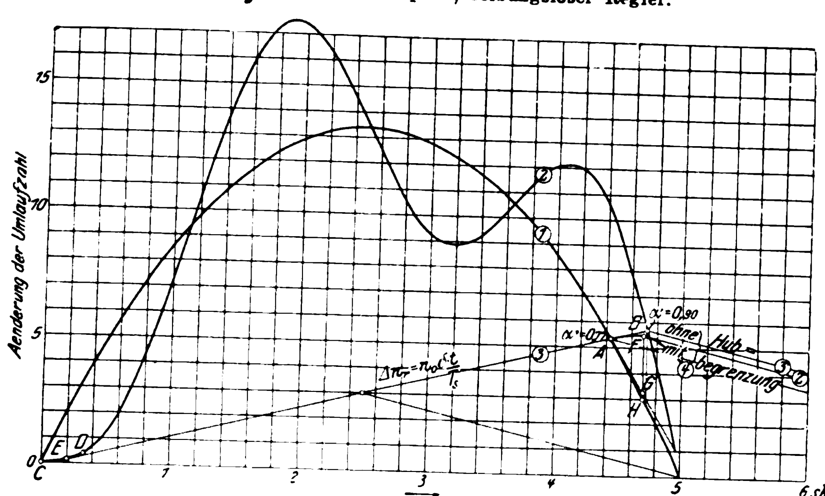


Fig. 7. Reibungsloser Regler mit Oelbremse.

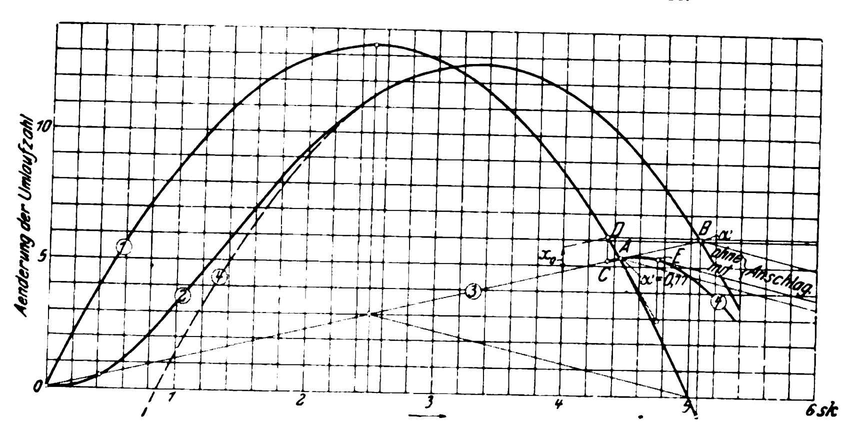
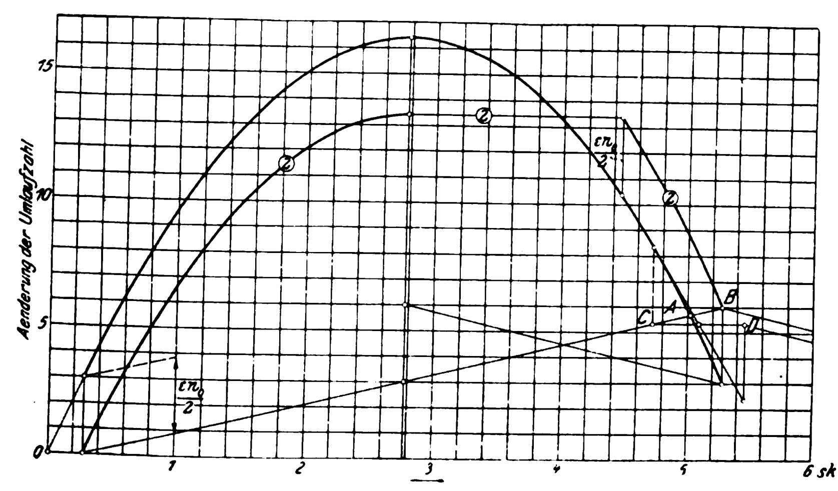


Fig. 8. Masseloser Regler mit Reibung.



die Umsteuerung beendet. Die Einwirkung der Hubbegrenzung läßt sich deutlich aus Fig. 6 ersehen. Unregelmäßigkeiten infolge der Eigenschwingungen des Reglers sind beseitigt.

b) Der gedämpfte Regler.

Die Schwingungen des freien Reglers lassen sich auch durch Anbringung einer Dämpfung beseitigen, d. h. einer Kraft, welche proportional mit der Geschwindigkeit der Hülse wächst:

$$D = b \frac{ds}{dt}.$$

Die Oelbremse werde so eingestellt, daß periodische Schwingungen vermieden werden. Wird dieser Fall der weiteren Betrachtung zugrunde gelegt, so lautet die Gleichung der Hülsenbahn:

$$x = \frac{n_0}{T_a}\left(\alpha t - \frac{t^2}{2 T_s}\right) + \frac{n_0}{T_a}\left[t \left\{\frac{2}{T_s}\frac{T}{\pi} + \left(\alpha + \frac{1}{T_s}\frac{T}{\pi}\right) e^{-\pi/T\,t}\right\} - \frac{T}{\pi}\left(2\alpha + \frac{3}{T_s}\frac{T}{\pi}\right)\left(1 - e^{-\pi/T\,t}\right)\right] \quad (6).$$

Die Gleichung ist in Fig. 7 dargestellt. Die Umschaltung erfolgt statt in A erst in B. Der Entlastungsgrad für die zweite Schwingung beträgt bei dem gebremsten Regler $\alpha' = 1{,}02$, d. h. die Schwingungsamplituden nehmen zu, die Regelung ist in dem gezeichneten Falle labil geworden. Die nachteilige Wirkung der Bremse wird um so größer, je stärker sie eingestellt ist. Für die Praxis kommt noch ein weiterer Nachteil dadurch hinzu, daß die Oelbremsen immer etwas Reibung haben, d. h. die passiven Widerstände des Reglers und der Steuerung vergrößern.

Eine sehr wesentliche Verbesserung der Regelung läßt sich durch eine Begrenzung des freien Spieles des Reglers erzielen, d. h. durch Anbringung der bereits besprochenen Anschläge. Die Umsteuerung vollzieht sich in diesem Falle nach Kurve 4 der Figur 7. Die Gleichung dieser Kurve lautet:

$$x = \frac{n_0 \alpha}{T_a}\left(t - \frac{2T}{\pi}\right) + e^{-\pi/T\,t}\left(\frac{\delta n_0}{T_s} + \frac{\alpha n_0}{T_a}\right)\left(2\frac{T}{\pi} + t\right) \quad (7).$$

Die Umsteuerung beginnt in C und ist im Punkte F bereits beendet.

Fig. 7 läßt den Nutzen der Hülsenhemmung deutlich erkennen. Die vorher vorhandene Labilität ist verschwunden; der wirkliche Regelvorgang nähert sich infolge der Anschläge dem idealen.

c) Der masselose Regler mit Reibung.

Um den Einfluß der Reibung einfach und deutlich hervortreten zu lassen, sei der Regler masselos, aber mit Reibung behaftet gedacht. Diese Eigenschaften sind bei manchen Federreglern annähernd verwirklicht. Der Unempfindlichkeitsgrad sei ε.

Die Einwirkung von ε auf den Regelvorgang läßt sich ohne Rechnung leicht verfolgen und ist in Fig. 8 veranschaulicht. Der Regler bleibt in Ruhe, sobald die Abweichung der wirklichen Umlaufzahl von der des Gleichgewichtes kleiner als $\frac{\varepsilon n_0}{2}$ ist. Beim Fehlen einer Hülsenhemmung ist demgemäß die Reglerbahn gegenüber der Umlaufzahl der Maschine während des ersten Teiles der Schwingung (bis zur Zeit der höchsten Umlaufzahl) um den Betrag $\frac{\varepsilon n_0}{2}$ nach unten, während der folgenden Periode um denselben Betrag nach oben zu verschieben. Die Hülsenbahn ist durch den Linienzug 2 dargestellt. Die Umschaltung erfolgt erst im Punkt B. Die Bedingung dafür, daß die Schwingungen nicht mehr abnehmen, ist aus Fig. 8 leicht zu ersehen. Die Regelung wird labil, wenn

$$\frac{\varepsilon}{2} = \alpha \delta$$

ist. Die Schwingungen werden also im allgemeinen bis zu

einem gewissen Entlastungsgrade $\alpha_n = \frac{\varepsilon}{2\delta}$ abnehmen und von da ab unverändert bleiben. In dem gezeichneten Beispiel ist bereits bei $\alpha = 1$ keine Abnahme der Schwingungen mehr vorhanden. Die Regelung wird jedoch stabil, wenn ein Anschlag vorgesehen wird. In diesem Falle wird der Hülfsmotor bereits in C angehalten. Die Hülfsmotorbahn ist bis D eine Gerade, dann tritt die Umsteuerung ein. Verfolgt man den Regelvorgang weiter, so nähert sich die Umlaufzahl ohne Ende einem Gleichgewichtzustand, der praktisch tatsächlich eintritt, wobei jedoch die schließlich sich einstellende Umlaufzahl um den Betrag εn_0 verschieden ausfallen kann.

In Wirklichkeit werden sich die eben einzeln geschilderten Einflüsse übereinander lagern und sich in ihrer nachteiligen Wirkung verstärken. Aus den Betrachtungen geht hervor, daß zur Erzielung einer guten Regelung nicht nur ein schnell arbeitender Hülfsmotor, sondern auch ein vollkommener Regler nötig ist. Der Regler muß geringe Eigenreibung und eine kleine Schwingungszeit T haben. Die letzte Forderung läßt sich am besten durch Federregler erreichen, die mit hoher Umlaufzahl laufen und einen genügend großen Ungleichförmigkeitsgrad haben.

Die bisherigen Untersuchungen setzen gleichbleibende Geschwindigkeit der Bewegung des Hülfsmotors voraus. Die Betrachtung wurde auf diesen Fall beschränkt, weil er bei der Konstruktion der untersuchten Maschine erstrebt wurde. Die Regelgeschwindigkeit wird veränderlich sein, solange der Hülfsschieber die Steuerkanäle nicht völlig geöffnet hat. Die Theorien über den Regelvorgang bei veränderlicher Geschwindigkeit des Hülfsmotors[1]) setzen voraus, daß die Regelgeschwindigkeit proportional der Ausweichung des Steuerschiebers aus der Mittellage, d. h. proportional der Eröffnung der Steuerkanäle ist. Ueber diese letzte Frage konnten Versuche angestellt werden, an deren Ergebnisse die weitere Betrachtung dieser Frage anknüpfen mag. (Schluß folgt.)

[1]) Stodola, Schweiz. Bauzeitung 1893; Bauersfeld, Die automatische Regelung der Turbinen.

Beitrag zur Theorie des Schiffswiderstandes.[1])

Von **H. Lorenz.**

Es ist bisher noch nicht gelungen, die Abhängigkeit des bei der Fortbewegung eines Schiffes im Wasser zu überwindenden Widerstandes bezw. der hierzu erforderlichen Arbeit von der Fahrgeschwindigkeit durch eine Formel einigermaßen befriedigend darzustellen. In der Praxis begnügt man sich daher meist mit der bloßen Abschätzung der Maschinenstärke auf Grund von Erfahrungen mit nahezu gleich großen und ähnlich geformten Schiffen und greift in Ausnahmefällen zum Modellversuch in einer sog. Schleppversuchstation unter Zuhülfenahme der Froudeschen Uebertragungsregeln. Diese beruhen auf der Tatsache, daß sowohl das Modell wie auch das Original an der Erdoberfläche der dort herrschenden Beschleunigung g unterworfen sind und sich in Medien von derselben Dichte δ (Luft bezw. Wasser) bewegen. Infolgedessen müssen alle Beschleunigungen am Modell und Original übereinstimmen, so daß wir, unter l und l' entsprechende Strecken an beiden (z. B. Schiffslängen, Pendellängen usw.) sowie unter t und t' die Dauer vergleichbarer Vorgänge verstanden, nach der Lehre von den Dimensionen zu setzen haben:

$$g = \left[\frac{l}{t^2}\right] = \left[\frac{l'}{t'^2}\right],$$

bezw. unter Einführung entsprechender Geschwindigkeiten w und w':

$$g = \left[\frac{w^2}{l}\right] = \left[\frac{w'^2}{l'}\right].$$

Daraus folgt aber:

$$\frac{w}{w'} = \frac{t}{t'} = \sqrt{\frac{l}{l'}},$$

d. h. sowohl die Geschwindigkeiten wie auch die Verlaufzeiten entsprechender Vorgänge verhalten sich wie die Wurzeln aus den linearen Abmessungen des Modells und des Originales.

Anderseits ergibt sich aus der konstanten Dichte δ unter Einführung entsprechender Massen m und m' bezw. von Kräften P und P':

$$g = \frac{P}{m} = \frac{P'}{m'} = \frac{P}{l^3\delta} = \frac{P'}{l'^3\delta}$$

oder

$$\frac{P}{P'} = \frac{l^3}{l'^3},$$

d. h. die am Modell und Original wirkenden Kräfte verhalten sich wie die dritten Potenzen der Längen.

Berechnet man nach diesen von Froude aufgestellten Regeln aus Modellversuchen den Widerstand und die Maschinenleistung für das wirkliche Schiff, so erhält man fast immer zu hohe Werte, so daß entweder die Versuchsbedingungen in der Schlepprinne der freien Fahrt nur unvollkommen entsprechen oder der Widerstand selbst sich der Modellregel nicht genau fügt. Die Schiffbauer suchen dieser Tatsache dadurch gerecht zu werden, daß sie den Gesamtwiderstand eines Schiffes in Wellen- und Wirbelwiderstand einerseits und Reibungswiderstand anderseits zerlegen, von denen sie nur den ersteren als der Modellregel unterworfen betrachten. Hierbei wird übersehen, daß die Reibung in einer unvollkommenen Flüssigkeit allein schon zur Wirbelbildung Anlaß bietet, so daß die Hinzufügung des Wirbelwiderstandes zu dem auf die Wellenbildung entfallenden Betrag nicht gerechtfertigt sein dürfte.

Demgegenüber erscheint die Aufstellung einer exakten Theorie der ganzen, offenbar sehr verwickelten und in drei Dimensionen sich abspielenden Erscheinung auf hydrodynamischer Grundlage angesichts der mathematischen Schwierigkeiten, welche augenblicklich noch nicht einmal für die Wellenbewegung reibungsloser Flüssigkeiten vollständig überwunden sind, so gut wie aussichtslos. Wir wollen darum in der nachstehenden Untersuchung von einigen Erfahrungstatsachen ausgehen, deren Verknüpfung eine angenäherte Lösung verspricht, welche natürlich der Nachprüfung durch Versuche bedarf.

Wir bemerken zunächst, daß durch das fahrende Schiff dem ursprünglich ruhenden Wasser eine absolute Geschwindigkeit w mit den drei Komponenten w_x, w_y, w_z parallel der Schiffsbewegung bezw. normal dazu in wagerechter und senkrechter Richtung erteilt wird. Versuche von Calvert[1]) am Hinterteil eines Modellbootes haben nun ergeben, daß die dem sog. Vorstrom entsprechende Komponente w_x unmittelbar an der Schiffswand mit der Fahrgeschwindigkeit c übereinstimmt und nach außen zu rasch abnimmt, ohne jedoch in endlichem Abstande zu verschwinden. Nehmen wir eine analoge Aenderung auch für die beiden andern, im allgemeinen viel kleineren Komponenten w_y und w_z an, so dürfen wir in einer Normalebene, Fig. 1, zur Fahrtrichtung jedem Punkt A im Abstande r vom Schnitte 0 der Schwimmebene mit der Symmetrieebene des Schiffes einen Punkt A_1 der Schiffswand auf demselben Fahrstrahl im Abstande r_1 von 0 derart zuordnen, daß die Geschwindigkeiten w und w_1 des Wassers in diesen Punkten mit einem Exponenten x_0 durch die Formel

$$w = w_1\, e^{x_0\left(1 - r^2/r_1^2\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder postfrei für 40 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[1]) Calvert: On the measurement of wake currents, Inst. Nav. Architects 1893.

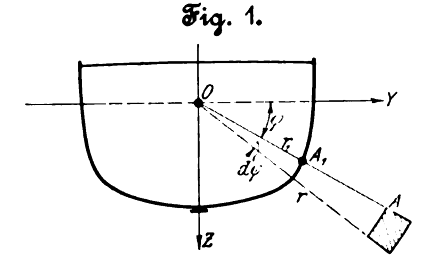
verknüpft sind. Die Formel wird nicht nur der asymptotischen Abnahme von w nach außen, sondern auch der Symmetrie der Erscheinung gerecht und läßt schließlich noch eine Veränderlichkeit von w bezw. w_1 in der x-Richtung zu. Bezeichnen wir dann mit φ die Neigung des Fahrstrahles r gegen die Schwimmebene, so durchstreicht in der Sekunde das bei A befindliche Flächenelement $r\,dr\,d\varphi$ mit der Fortbewegung des Schiffes ein Volumenelement $c\,r\,dr\,d\varphi$, in dem mit dem spezifischen Flüssigkeitsgewicht γ und der Erdbeschleunigung g eine Masse $\frac{\gamma}{g}\,c\,r\,dr\,d\varphi$ enthalten ist, welcher durch die Schiffsbewegung selbst durch Vermittlung der Flüssigkeitsreibung die kinetische Energie

$$dL_1 = \frac{\gamma\,c}{2\,g}\,w^2\,r\,dr\,d\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

mitgeteilt wird. Führen wir in diese Gleichung den Ausdruck (1) für die radiale Aenderung der Geschwindigkeit ein und verstehen unter w_2 den Höchstwert von w_1 an der Schiffswand, der mit großer Annäherung in allen Punkten des Hauptspantes erreicht wird, so dürfen wir bei der Integration w_2^2 als Konstante herausnehmen und erhalten

$$L_1 = \frac{\gamma\,c}{2\,g}\int_0^\pi d\varphi \int_{r_1}^\infty w_2^2\,e^{2\varkappa_0(1-r^2/r_1^2)}\,r\,dr = \frac{\gamma\,c\,w_2^2}{8\,g\,\varkappa_0}\int_0^\pi r_1^2\,d\varphi.$$

Fig. 1.



Hierin ist aber das übrigbleibende Integral nichts andres als die doppelte eingetauchte Hauptspantfläche F, so daß wir kürzer schreiben dürfen:

$$L_1 = \frac{\gamma\,c}{4\,g\,\varkappa_0}\,F\,w_2^2 = \varkappa\,c\,F\,w_2^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Außerdem aber bedingt die Flüssigkeitsreibung selbst einen Arbeitsverlust L_2, der sich, wenn wir unter dF' ein Element der eingetauchten Schiffswand verstehen, mit einem Reibungskoeffizienten μ_0 in der Sekunde zu

$$d\,L_2 = -\,\mu_0\,c\left(\frac{\partial w}{\partial r}\right)_1 dF' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

berechnet, worin der Index 1 den Wert des (negativen) Differentialquotienten unmittelbar an der Schiffswand andeuten soll. In diesem Ansatz liegt insofern schon eine Annäherung, als streng genommen der Differentialquotient in Gl. (4) nach der Normale von F' zu bilden wäre, welche nur bei Kreiszylindern um 0, Fig. 1, mit dem Fahrstrahl r vertauscht werden darf. Für unsern Fall erscheint diese Verwechslung um so zulässiger, als die Neigung der Schiffswand gegen die wagerechte x-Achse nirgends erheblich ist und es sich ohnehin nur um eine Mittelwertbildung handelt. Dann aber dürfen wir, wenn x' den Horizontalabstand des Elementes dF' vom Hauptspant bedeutet,

$$dF' = r_1\,d\varphi\,dx'$$

setzen und erhalten an Stelle von Gl. (4):

$$d\,L_2 = -\,\mu_0\,c\,r_1\left(\frac{\partial w}{\partial r}\right)_1 d\varphi\,dx',$$

oder mit Gl. (1):

$$L_2 = 2\,\mu_0\,\varkappa_0\int_0^\pi d\varphi\int w_1\,dx' \quad . \quad . \quad . \quad (4a),$$

worin die letzte Integration über die ganze Schiffslänge l zu erstrecken ist. Verstehen wir dann wieder unter w_2 den Höchstwert von w_1 an der Schiffswand, so dürfen wir

$$\int w_1\,dx' = \mu_1\,w_2\,l$$

setzen und erhalten aus Gl. (4a):

$$L_2 = 2\,\pi\,\mu_0\,\mu_1\,\varkappa_0\,c\,w_2\,l = \mu\,c\,l\,w_2 \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Die vom Schiff bei der Bewegung in der Sekunde abgegebene Gesamtarbeit ergibt sich dann durch Zusammenfassung von Gl. (3) und (5) zu

$$L = c\,(\varkappa\,F\,w_2^2 + \mu\,l\,w_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

und der zu überwindende Widerstand zu

$$W = \frac{L}{c} = \varkappa\,F\,w_2^2 + \mu\,l\,w_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7).$$

Den ersten Bestandteil desselben können wir als den Verdrängungswiderstand, den zweiten als den Reibungswiderstand bezeichnen. In diesem bezw. im Differentialquotienten $\frac{\partial w}{\partial r}$ des Ansatzes (4) steckt auch schon der Wirbel, dessen Bildung somit kein besonderes Glied neben der Reibung in der Widerstandsformel bedingt. Dagegen ist für die weitere Behandlung der Gleichung (7) zu beachten, daß auch die Höchstgeschwindigkeit w_2 des Wassers an der Schiffswand in drei Komponenten zerfällt, so zwar, daß

$$w_2^2 = w_{x2}^2 + w_{y2}^2 + w_{z2}^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

ist, worin w_{x2} und w_{y2} Geschwindigkeitskomponenten der Wellenbewegung infolge der seitlichen Wasserverdrängung durch das Schiff darstellen. Diese Wellenbewegung hat natürlich noch eine dritte Komponente w_{ξ_2} in der Fahrtrichtung, welche nach der Formel

$$w_{x2} = c + w_{\xi_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8a)$$

den periodischen Teil des Vorstromes bildet. Damit schreibt sich Gl. (8):

$$w_2^2 = c + 2\,w_{\xi_2}\,c + w_{\xi_2}^2 + w_{y2}^2 + w_{z2}^2 \quad . \quad (8b),$$

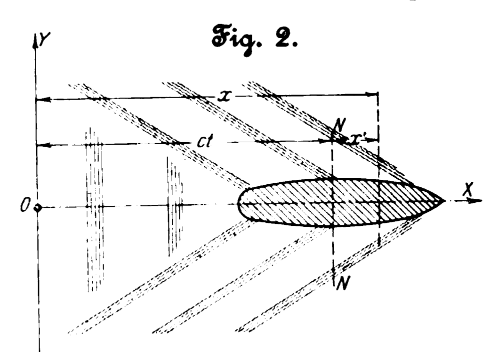
oder unter Vernachlässigung der Quadrate der gegen c nur kleinen periodischen Geschwindigkeitskomponenten kürzer:

$$\left.\begin{aligned} w_2^2 &= c^2 + 2\,c\,w_{\xi_2} \\ w_2 &= c + w_{\xi_2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9),$$

so daß nur noch der Höchstwert w_{ξ_2} von der Geschwindigkeitskomponente der Wellenbewegung in der Fahrtrichtung zu ermitteln bleibt.

Bevor wir diese Berechnung durchführen, wollen wir einen Blick auf die von einem Schraubenschiff hervorgerufenen Wellenzüge, Fig. 2, werfen. Es sind dies in der Hauptsache zwei Scharen nahezu ebener Wellen, von denen die eine sich seitlich vom Schiff schräg ausbreitet, während die zweite hinter dem Schiff herläuft. Infolge des nach der

Fig. 2.



Seite zu abnehmenden Vorstromes, Gl. (1), sind die der ersten Schar zugehörigen Wellenzüge etwas gekrümmt, während die der zweiten Schar, welche offenbar vorwiegend auf die Wirkung des Propellers zurückzuführen sind und nur durch die Interferenz der Seitenwellen etwas gestört werden, ziemlich genau parallel der y-Achse verlaufen. Daraus geht hervor, daß für unsre Untersuchung nur die Seitenwellen in Frage kommen, von denen überdies eine Gattung alle andern erfahrungsgemäß an Größe weit überwiegt. Jede dieser Wellen darf in unmittelbarer Nachbarschaft des Schiffes augenscheinlich als durchaus eben und durch die Bewegung des Schiffes, der sie mit derselben Geschwindigkeit c folgt, erzwungen betrachtet werden. Die seitlichen Wellenzüge sind dann, wie Lord Rayleigh[1]) bemerkt hat, als Gruppen solcher Wellen von nahezu gleicher Amplitude aufzufassen.

[1]) **Rayleigh:** Theorie des Schalles (deutsch von Neesen), Braunschweig 1880, Bd. II S. 385.

Nun lassen sich die wagerechten und senkrechten Ausschläge einer einfachen ebenen und freien Welle von der Länge λ zur Zeit t an einer Stelle mit der Horizontalabszisse x in der Richtung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit a durch die Gleichungen

$$\xi = A \cos \frac{2\pi}{\lambda}(x - a t), \qquad \zeta = B \sin \frac{2\pi}{\lambda}(x - a t) \quad (10)$$

darstellen, welche durch Elimination der Winkelfunktionen auf eine Ellipse als Bahn des Wasserelementes um den Mittelpunkt $x =$ konst. führen. Die Koeffizienten A und B sind hierbei Funktionen der Gesamttiefe h der bewegten Wassermasse und des Abstandes z der ins Auge gefaßten Wellenfläche vom ursprünglich ruhenden Spiegel, derart, daß mit $\alpha = \frac{2\pi}{\lambda}$

$$A = A_0 \frac{e^{\alpha(h-z)} + e^{-\alpha(h-z)}}{e^{\alpha h} - e^{-\alpha h}}; \quad B = A_0 \frac{e^{\alpha(h-z)} - e^{-\alpha(h-z)}}{e^{\alpha h} - e^{-\alpha h}} \quad (11)$$

wird, während sich die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a an der Oberfläche zu

$$a^2 = \frac{g}{\alpha} \frac{e^{\alpha h} - e^{-\alpha h}}{e^{\alpha h} + e^{-\alpha h}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

ergibt. Dieselbe wächst im allgemeinen mit der Tiefe, geht für flache Gewässer, deren Tiefe h klein gegen die Wellenlänge λ ist, in

$$a^2 = g h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12a)$$

und für tiefe Gewässer, in denen h groß gegen λ ausfällt, in

$$a^2 = \frac{g \lambda}{2\pi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12b)$$

über. Wir sehen also, daß jeder Wellenlänge im allgemeinen eine besondere Fortpflanzungsgeschwindigkeit entspricht, derart, daß lange Wellen rascher fortschreiten als kurze, wovon man sich in der Natur leicht überzeugen kann. Gl. (12) entspricht übrigens durchaus der Froudeschen Modellregel, so daß man in einem Modellgewässer, z. B. der Versuchsrinne, Wellen erhält, deren Längen sich zu denen in der See wie die Tiefen verhalten.

Die durch Gl. (10) dargestellte Wellenbewegung genügt nun den Differentialgleichungen

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}, \qquad \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} \quad . \quad . \quad (13),$$

in denen nur die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a als Konstante auftritt.

Haben wir es nun, wie bei der Schiffsbewegung, mit einer erzwungenen Welle zu tun, so müssen wir, um deren Differentialgleichung aufzustellen, die Formeln (13) durch sogenannte Störungsglieder ergänzen. Die Vorderschiffswand selbst übt auf das an ihr mit der Relativgeschwindigkeit v hinströmende Wasser eine Zwangsbeschleunigung aus, welche sich mit dem Krümmungsradius ϱ der relativen Wasserbahn zu $v^2 : \varrho$ mit einer Komponente $\frac{v^2}{\varrho} \cos(\varrho\, x)$ in der Fahrtrichtung berechnet. Außerdem aber wird an jeder Stelle der Schiffswand eine Dämpfung auftreten, die wir der als klein erkannten Wellenkomponente $w_\xi = \frac{\partial \xi}{\partial t}$ mit einem Dämpfungsfaktor ε proportional setzen dürfen. Auf diese Weise ergibt sich als Differentialgleichung für die erzwungene Welle

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + \varepsilon \frac{\partial \xi}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{v^2}{\varrho} \cos(\varrho\, x) \quad . \quad . \quad (14),$$

während uns die entsprechende Formel für ζ nicht mehr interessiert, da die zugehörige Geschwindigkeit $w_z = w_\zeta$ aus Gl. (9) nach Vernachlässigung ihres Quadrates verschwunden ist.

Der absolute Betrag des auf der rechten Seite von Gl. (14) stehenden Gliedes kann nun an jeder Stelle im Horizontalabstande x' vom Hauptspant NN, Fig 2, mit v^2 nur dem Quadrat der Schiffsgeschwindigkeit c direkt und mit ϱ den Schiffsabmessungen, deren Grundlage die Länge l bildet, umgekehrt proportional sein, während die Veränderlichkeit des ganzen Gliedes von der den Gesetzen der Periodizität folgenden Schiffsform abhängt. Daher dürfen wir, unter $\lambda_1, \lambda_2 \ldots$ usw. Wellenlängen verstanden, welche ganzzahlige Bruchteile einer der Schiffslänge l proportionalen Grundwelle sind, für das Störungsglied in Gl. (14) auch schreiben:

$$\frac{v^2}{\varrho} \cos(\varrho\, x) = \frac{c^2}{l} \Sigma \left(M \cos \frac{2\pi}{\lambda} x' + N \sin \frac{2\pi}{\lambda} x' \right) \quad (15),$$

worin die Koeffizienten $M_1 M_2 \ldots N_1 N_2 \ldots$ sich mit der Tiefe stetig ändern und nach Fig. 2

$$x' = x - ct \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

zu setzen ist. Beachten wir dann noch, daß im Einklang mit dieser Figur nur eine Gattung von erzwungenen Wellen ausschlaggebend war, der auch nur ein Impulsglied in Gl. (15) entsprechen kann, so vereinfacht sich diese Formel mit Gl. (16) in

$$\frac{v^2}{\varrho} \cos(\varrho\, x) = \frac{c^2}{l} \Big(M \cos \frac{2\pi}{\lambda}(x - ct) + N \sin \frac{2\pi}{\lambda}(x - ct) \Big) \quad (15a),$$

oder unter Einführung der Abkürzungen

$$\frac{2\pi}{\lambda} = \alpha, \qquad -\frac{2\pi}{\lambda} c = \beta \quad . \quad . \quad . \quad (16a)$$

in

$$\frac{v^2}{\varrho} \cos(\varrho\, x) = \frac{c^2}{l} (M \cos(\alpha x + \beta t) + N \sin(\alpha x + \beta t)) \quad (15b).$$

Verbinden wir diesen Ausdruck mit Gl. (14), so folgt für den Ausschlag der erzwungenen Hauptwelle:

$$\xi = C \cos(\alpha x + \beta t) + D \sin(\alpha x + \beta t) \quad . \quad (17),$$

worin die Werte von C und D nach Ausführung der Differentiationen sich durch Vergleich der Glieder mit $\cos(\alpha x + \beta t)$ und $\sin(\alpha x + \beta t)$ zu

$$\left. \begin{aligned} C &= \frac{c^2}{l} \frac{M(\alpha^2 a^2 - \beta^2) + N \varepsilon \beta}{(\alpha^2 a^2 - \beta^2)^2 + \beta^2 \varepsilon^2} \\ D &= \frac{c^2}{l} \frac{N(\alpha^2 a^2 - \beta^2) - M \varepsilon \beta}{(\alpha^2 a^2 - \beta^2)^2 + \beta^2 \varepsilon^2} \end{aligned} \right\} \quad . \quad . \quad . \quad (17a)$$

berechnen. Die aus Gl. (17) abgeleitete Horizontalkomponente der Wellenbewegung

$$w_\xi = \frac{\partial \xi}{\partial t} = \beta (D \cos(\alpha x + \beta t) - C \sin(\alpha x + \beta t)) \quad (18)$$

erreicht ihren Höchstwert w_{ξ_2} mit $\xi = 0$, d. h. für

$$\cos(\alpha x + \beta t) = \frac{D}{\sqrt{C^2 + D^2}}, \quad \sin(\alpha x + \beta t) = \frac{-C}{\sqrt{C^2 + D^2}} \quad (19).$$

Durch Einsetzen dieser Ausdrücke in Gl. (18) wird dann mit Gl. (17a)

$$w_{\xi_2} = \pm \sqrt{C^2 + D^2} = \frac{c^2}{l} \frac{\pm \beta \sqrt{M^2 + N^2}}{\sqrt{(\alpha^2 a^2 - \beta^2)^2 + \beta^2 \varepsilon^2}},$$

oder nach Elimination von α und β nach Gl. (16a) sowie Unterdrückung des negativen Vorzeichens

$$w_{\xi_2} = \frac{c^3}{l} \frac{\sqrt{M^2 + N^2}}{\sqrt{\frac{4\pi^2}{\lambda^2}(a^2 - c^2) + \varepsilon^2 c^2}} \quad . \quad . \quad . \quad (20),$$

worin der Wellenlänge λ die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a nach Gl. (12) zugeordnet ist. Verbinden wir dieses Ergebnis mit Gl. (9) und (7), so erhalten wir für den Schiffswiderstand den Ausdruck

$$W = \varkappa F c^2 + \mu l c + \frac{(2 \varkappa F c^4 + \mu l c^3) \sqrt{M^2 + N^2}}{l \sqrt{\frac{4\pi^2}{\lambda^2}(a^2 - c^2)^2 + \varepsilon^2 c^2}} \quad (21).$$

Hierin dürfen wir im Einklang mit der erfahrungsmäßigen Aehnlichkeit des Wellenbildes, Fig. 2, vom Modell und Original unter Benutzung eines konstanten Faktors f auch schreiben:

$$\frac{\lambda}{2\pi} = f l, \qquad f \sqrt{M^2 + N^2} = \delta, \qquad \varepsilon f = \nu \quad (22).$$

womit Gl. (21) übergeht in

$$W = \varkappa F c^2 + \mu l c + \frac{(2 \varkappa F c^4 + \mu l c^3) \delta}{\sqrt{(a^2 - c^2)^2 + \nu^2 l^2 c^2}} \quad . \quad (21a),$$

oder mit

$$\left.\begin{array}{c} 2 \varkappa \delta = \varkappa', \quad \mu \delta = \mu' \\ \frac{2 \varkappa}{\mu} = \frac{k'}{\mu'} \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (22a)$$

in

$$W = \varkappa F c^2 + \mu l c + \frac{\varkappa' F c^4 + \mu' l c^3}{\sqrt{(a^2 - c^2)^2 + \nu^2 l^2 c^2}} \quad . \quad (23).$$

Diese Formel vereinfacht sich für sehr kleine Geschwindigkeiten c, deren Quadrate vernachlässigt werden dürfen, in

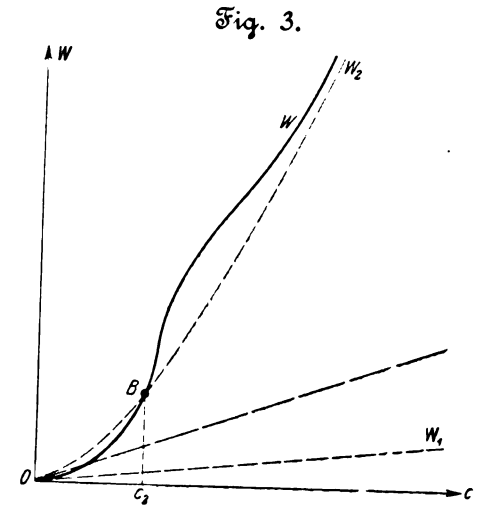
$$W_1 = \mu l c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23a)$$

und für sehr große Geschwindigkeiten infolge des Verschwindens von $1 : c^2$ in

$$W_2 = (\mu + \mu') l c + (\varkappa + \varkappa') F c^2 \quad . \quad . \quad (23b).$$

Die durch Gl. (23) gegebene Widerstandskurve berührt demnach im Anfang, Fig. 3, die Gerade W_1 und schneidet dann die Parabel W_2 im Punkt B, um sich ihr nach Ueberschreiten eines Buckels asymptotisch von oben her zu nähern. Dieses Verhalten wird nicht nur durch Versuche mit schnellen Schiffen, z. B. Torpedobooten, welche über den erwähnten Buckel hinausgelangen, vollkommen bestätigt, es erklärt auch das Scheitern aller Bemühungen, die Veränderlichkeit des Widerstandes selbst durch eine Potenz der Geschwindigkeit auszudrücken.

Fig. 3.



Besonders deutlich treten die Eigenschaften der Widerstandskurve in der Veränderlichkeit des sogen. Widerstandskoeffizienten hervor, der sich aus Gl. (23) durch Division mit c^2 zu

$$k = \frac{W}{c^2} = \varkappa F + \frac{\mu l}{c} + \frac{\varkappa' F + \frac{\mu' l}{c}}{\sqrt{\left(\frac{a^2}{c^2} - 1\right)^2 + \frac{\nu^2 l^2}{c^2}}} \quad . \quad (24)$$

berechnet. Der in Fig. 4 dargestellte Verlauf dieses Koeffizienten ist durch zwei gleichseitige Hyperbeln H und H' gekennzeichnet, welche die Ordinatenachse als senkrechte und die Parallele $\varkappa F$ bezw. $(\varkappa + \varkappa') F$ als wagerechte Asymptote haben. Die Kurve der k nähert sich demnach selbst der Ordinatenachse asymptotisch, sinkt bei A unter die Parallele $(\varkappa + \varkappa') F$ und schneidet die zweite Hyperbel im Punkt B, dem infolge des Zusammenfallens von W und W_2, Gl. (23) und (23b), eine Geschwindigkeit c_2, gegeben durch

$$\frac{\nu^2 l^2}{a^2} = 2 - \frac{a^2}{c_2^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25),$$

und eine Ordinate

$$k_2 = (\varkappa + \varkappa') F + (\mu + \mu') \frac{l}{c^2} \quad . \quad . \quad (25a)$$

entsprechen. Aus Fig. 4 geht weiter hervor, daß für höhere Geschwindigkeiten der Einfluß der Reibungsglieder $\frac{\mu l}{c}$ und $\frac{\mu' l}{c}$ in Gl. (24) immer mehr zurücktritt und schon für den Höchstwert von k, den wir mit k_0 bezeichnen wollen, fast unmerklich geworden ist. Alsdann aber entspricht diesem Höchstwert k_0 ein Mindestwert der Wurzel in Gl. (24) mit einer durch

$$\frac{\nu^2 l^2}{a^2} = 2\left(1 - \frac{a^2}{c_0^2}\right) \quad , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

gegebenen Geschwindigkeit $c_0 > a$. Infolge der Kleinheit von $\frac{\nu^2 l^2}{2 a^2}$ wird diese Geschwindigkeit c_0 sich nur wenig von a, d. h. von der Fortpflanzungsgeschwindigkeit der vom Schiff erzeugten Hauptwelle, unterscheiden, womit das Auftreten des Buckels in den Widerstandskurven, Fig. 3 und 4, als ein Resonanzphänomen gekennzeichnet ist. Aus dem Vergleich von Gl. (25) und (26) ergibt sich dann noch

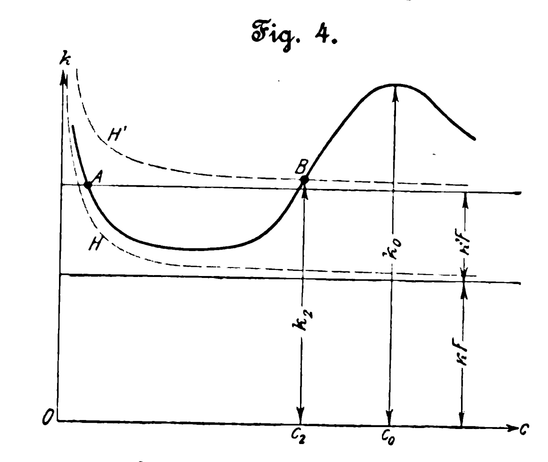
$$c_0^2 = 2 c_2^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27),$$

während wir für die Ordinate des Buckels mit $c_0 \infty a$ genügend genau

$$k_0 = \varkappa F + \frac{\mu'}{\nu} + \frac{\varkappa' F}{\nu l} a + \frac{\mu l}{a} \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

schreiben dürfen. Hieraus geht — schon unter der wahrscheinlich nicht ganz zutreffenden Annahme der Unabhängigkeit der Faktoren $\varkappa \varkappa' \mu \mu'$ und ν von der Wellengeschwindigkeit a — hervor, daß k_0 für kleine Werte von a sehr stark ansteigen kann. Da nun die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a nach Gl. (12a) für kleine Tiefen h den Wurzeln daraus proportional ist, so wird unter sonst gleichen Verhältnissen der Buckel in den Widerstandskurven, Fig. 3 und 4, um so eher und stärker auftreten, je flacher das Wasser ist.

Fig. 4.



Die Uebereinstimmung dieser theoretischen Folgerung mit der Erfahrung wird aus einigen Widerstandskurven, Fig. 5, ersichtlich, welche Prof. Schütte auf Grund zahlreicher Messungen in der Schlepprinne des Norddeutschen Lloyds zu Bremerhaven 1902 dem Internationalen Schiffahrtskongreß zu Düsseldorf vorgelegt hat[1]). Die hieraus abgeleiteten Linienzüge für k, Fig. 6, lassen deutlich erkennen, daß sich mit wachsender Tiefe sowohl die Höhe k_0, als auch die entsprechende Geschwindigkeit c_0 des Buckels Grenzwerten nähern, welche offenbar der Wellengeschwindigkeit für unendlich tiefes Wasser, Gl. (12b), entsprechen.

Diesem Grenzfall nähert sich offenbar die Kurve e in Fig. 6 und 7 am meisten, die einer Kanaltiefe von $h = 3{,}2$ m entspricht, die nur wenig unter der Bootlänge $l = 3{,}486$ m liegt. Der Verlauf dieser Kurve läßt sich leidlich gut durch Gl. (24) mit den Konstanten

$$\varkappa F = 0{,}24, \quad \varkappa' F = 0{,}095, \quad a = 2{,}75,$$
$$\mu l = 0{,}0582, \quad \mu' l = 0{,}0115, \quad \nu^2 l^2 = 1{,}55$$

---

[1]) Verhandlungen des Internationalen Schiffahrtskongresses zu Düsseldorf 1902. Vergl. auch Paulus: Versuche zur Ermittlung des Einflusses der Wassertiefe auf die Geschwindigkeit der Torpedoboote, Z. 1904 S. 1870, wo u. a. auch auf ältere Versuche von Rasmussen und Rota bezug genommen wird.

Fig. 5. Torpedobootmodelle.

Länge 3,486 m, Breite 0,394 m, Tiefgang 0,106 m, Verdrängung 0,0653 cbm.
Kanaltiefen: für Kurve *a* 0,355 m, *b* 0,540 m, *c* 1,066 m, *d* 1,416 m, *e* 3,200 m.

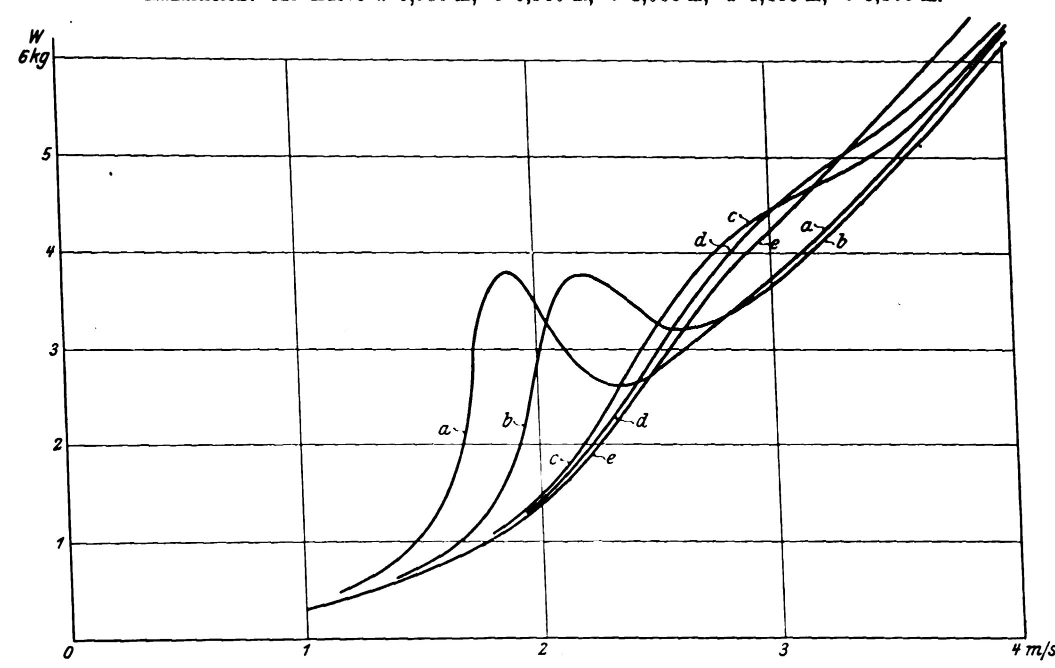
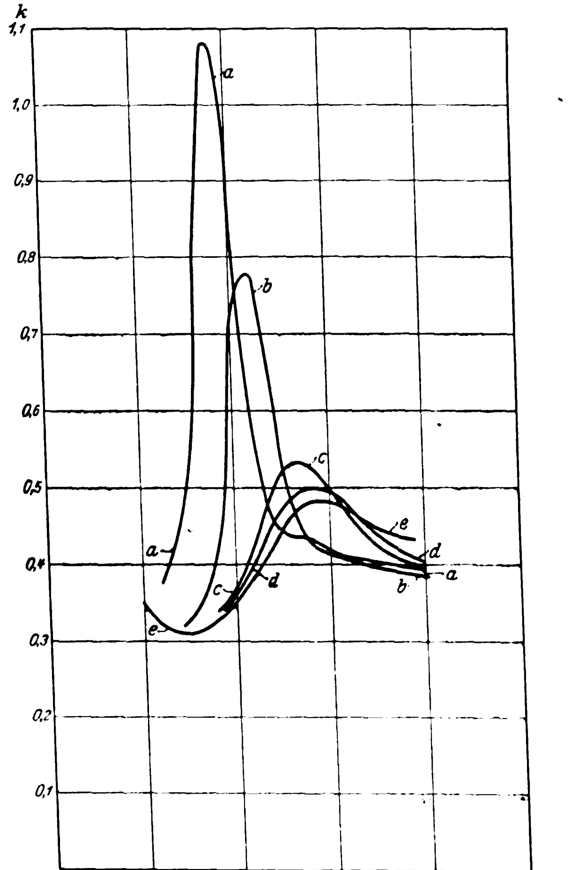


Fig. 6. Werte von k nach Fig. 5.



darstellen, wie aus dem Vergleich der hiernach berechneten und der beobachteten Werte von k, s. Fig. 7, hervorgeht. Nehmen wir an, daß die zu dieser Kurve gehörige Fortpflanzungsgeschwindigkeit a schon mit der unendlichen Tiefe übereinstimmt, so ergibt sich aus (12b) die Länge der Hauptwelle

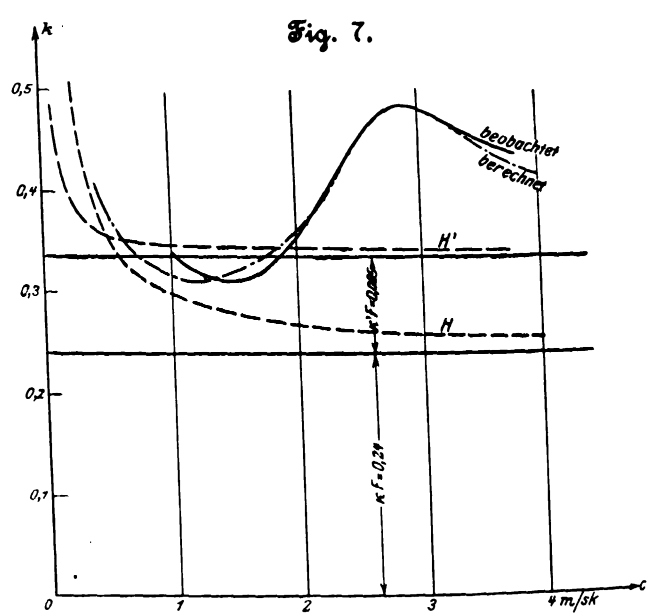
$$\lambda = 4{,}82 \text{ m} \infty 1{,}4\, l.$$

Hiermit liefert Gl. (12) für die verschiedenen Kanaltiefen der Figuren 5 und 6 die nachstehend zusammengestellten Werte für a, denen noch die den Höchstwerten von h entsprechenden kritischen Geschwindigkeiten, welche der Figur 6 unmittelbar entnommen wurden, beigefügt sind.

Schließlich sind noch in diese Zahlentafel die aus der Näherungsformel (26) berechneten Werte von $\nu^2 l^2$ eingetragen, welche für die letzten beiden Kurven gut mit dem oben stehenden Betrage von 1,55 übereinstimmen, für kleinere Tiefen dagegen offenbar abnehmen. Es hängt dies zweifellos damit zusammen, daß unsre Theorie überhaupt nur für unendliche Tiefen gilt, so daß man jedenfalls die bequeme Formel (28) nicht zur Konstantenbestimmung aus den Kurven a, b, c verwenden darf. Unter allen Umständen erkennt man aus der Zahlentafel, daß einmal unsre Voraussetzung einer für alle Geschwindigkeiten und Wassertiefen unveränderlichen Länge der Hauptwelle zutrifft, und daß im Einklang mit Gl. (26) — bis

Kurve	h m	a m/sk	c_0 m/sk	$\nu^2 l^2$
a	0,355	1,80	1,80	—
b	0,540	2,14	2,08	—
c	1,066	2,58	2,68	1
d	1,416	2,68	2,84	1,57
e	3,200	2,75	2,90	1,53

Fig. 7.



auf die wohl mit einem Messungsfehler behaftete kritische Geschwindigkeit c_0 der Kurve b — die Werte von c_0 stets etwas größer als a ausfallen. Die Darstellung Fig. 8 der Abhängigkeit beider Geschwindigkeiten von der Tiefe zeigt überdies deutlich die asymptotische Annäherung an Grenzwerte, welche für die Kurve e unsrer Annahme entsprechend schon fast vollkommen erreicht sind. Daraus folgt, daß eine mit der Bootlänge ungefähr übereinstimmende Wassertiefe praktisch schon als unendlich betrachtet werden darf, eine Tatsache, nach der man sich schon lange beim Aussuchen von Probefahrtstrecken richtet.

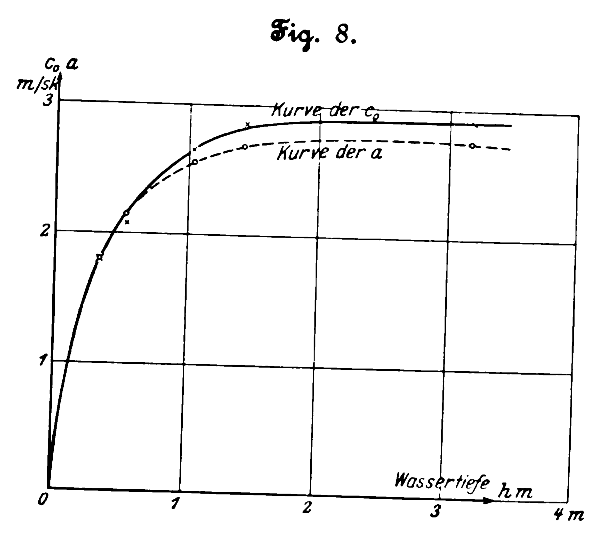
Wir haben nun noch zu prüfen, wie weit unsre

Widerstandsformel der Modellregel gehorcht. Nach derselben müßte der Koeffizient k, Gl. (24), beim Uebergang vom Modell zum Original einfach im Verhältnis der eingetauchten Hauptspantquerschnitte F oder infolge der Aehnlichkeit mit dem Quadrate der Längen zunehmen. Zur Entscheidung dieser Frage schreiben wir Gl. (24) in der Form

$$k = F\left(\varkappa + \frac{\varkappa'}{\sqrt{\left(\frac{a^2}{c^2}-1\right)^2 + \frac{\nu^2 l^2}{c^4}}}\right) + \frac{l}{c}\left(\mu + \frac{\mu'}{\sqrt{\left(\frac{a^2}{c^2}-1\right)^2 + \frac{\nu^2 l^2}{c^2}}}\right) \quad (24a),$$

aus der man sofort die Unmöglichkeit erkennt, den Reibungswiderstand vom Wellenwiderstand zu trennen.

Fig. 8.



In dieser Gleichung hängen nun die Größen $\varkappa$ und $\varkappa'$ (theoretisch unendliche Tiefe vorausgesetzt) nur von der Form, μ, μ' und ν dagegen auch noch von der Oberflächenbeschaffenheit der Schiffswand ab, während a^2 ebenso wie auch c^2 sich mit der Länge l ändert. Daraus geht zunächst hervor, daß im Wurzelausdruck beider Glieder von (24a) die Verhältnisse $a^2:c^2$ und $l^2:c^2$ für Modell und Original dieselben Werte haben. Da nun im zweiten Ausdruck unter der Wurzel das Verhältnis $l^2:c^2$ vorkommt, so wächst dieser selbst mit der Länge l, und umgekehrt nehmen die beiden Klammerausdrücke — gleiche Oberflächenbeschaffenheit an Modell und Original vorausgesetzt — mit wachsender Länge l, allerdings in schwächerem Maße, ab. Für große Fahrgeschwindigkeiten, für welche das zweite Glied von (24a) keinen merkbaren Einfluß mehr hat, ergibt sich also in vollem Einklang mit der Erfahrung am Modell ein verhältnismäßig größerer Widerstand als am Original. Hierbei ähneln die vom Modell erzeugten Wellenzüge denjenigen am Original etwa in derselben Weise, wie ein Gebirgsrelief mit vergrößertem Höhenmaßstab der Naturlandschaft. Diese Abweichung von der Modellregel fällt ausschließlich dem mit ν^2 behafteten Dämpfungsglied unter der Wurzel, d. h. der Flüssigkeitsreibung, zur Last, welche auch die Größe der Faktoren μ und μ' des zweiten Gliedes von (24a) bedingt. Daher können für kleine Geschwindigkeiten, bei denen das zweite Glied dieser Formel mehr in den Vordergrund tritt, aus dem Modellversuch überhaupt keine unmittelbaren Schlüsse auf den Widerstand des Originales gezogen werden. Auch die Bestimmung der einzelnen Koeffizienten von (24) aus dem Modellversuch führt in diesem Falle kaum zum Ziele, da die Oberflächenbeschaffenheit der Außenhaut doch mit dem Original nicht genau übereinstimmen wird. Dazu kommt noch der sehr erhebliche Einfluß der Temperatur auf die Flüssigkeitsreibung, der die Uebertragbarkeit von Versuchen mit niedrigen Geschwindigkeiten außerordentlich beeinträchtigt, während er sich bei hohen nur im Dämpfungsglied schwach bemerkbar macht. Jedenfalls erscheint hiernach die praktische Gepflogenheit, Modellversuche lediglich zur Widerstandsbestimmung raschlaufender Schiffe zu verwenden, vom Standpunkt unsrer Theorie durchaus gerechtfertigt.

Endlich sei noch bemerkt, daß die vorstehenden Entwicklungen keine andern Voraussetzungen über die Natur der Flüssigkeit, in welcher das Schiff sich bewegt, enthalten, als daß darin Wellenbewegungen möglich sind. Dies trifft aber ebenso auf Gase, vor allem auf die atmosphärische Luft zu, nur daß in diesem Falle lediglich Longitudinalschwingungen eintreten, während die Wasserteilchen ellipsenartige Kurven beschreiben. Da aber infolge der Vernachlässigung der Quadrate der Schwingungsgeschwindigkeit der Wasserelemente um ihre Ruhelage ohnehin nur die x-Komponente derselben in unsre Formel einging, so gilt diese ohne weiteres auch für den Widerstand eines festen Körpers, z. B. eines Geschosses, in der Luft. Hierbei ist die Bedingung einer unendlichen Ausdehnung des Mediums um das noch dazu stets als Rotationskörper ausgebildete Geschoß viel genauer erfüllt als beim Schiff, welches sich außerdem an der Grenze zweier Flüssigkeiten (Wasser und Luft) bewegt, von denen allerdings der Einfluß der schwereren weitaus überwiegt. Daher ähneln denn auch die vom Schiff erzeugten Oberflächenwellen, Fig. 2, in auffallender Weise den Photogrammen von Mach und Salcher der von einem Geschoß hervorgerufenen Schallwellen (Wiener Berichte 1887). In der Tat haben Versuche mit Geschossen ergeben, daß der Widerstandskoeffizient k nach Ueberschreiten der Schallgeschwindigkeit in voller Uebereinstimmung mit unsrer Theorie ein Maximum erreicht[1]), um sich danach asymptotisch einem Grenzwerte zu nähern.

Das Ergebnis unsrer Theorie und deren Vergleich mit der Erfahrung läßt sich zum Schluß in folgenden Sätzen zusammenfassen:

1) Der Widerstand eines Schiffes wird in der Hauptsache hervorgerufen durch die Wasserreibung und die Beschleunigung der umgebenden Flüssigkeit in der Bewegungsrichtung (Vorstrom), welche stets von einer Wellenbildung begleitet ist.

2) Die Abtrennung eines sogenannten Wirbelwiderstandes von der Wasserreibung und Zusammenfassung desselben mit dem Wellenwiderstand ist unzulässig.

3) Die Länge der erzwungenen Hauptwelle ist der Schiffslänge proportional und unabhängig von der Schiffsgeschwindigkeit.

4) Infolge der Wellenbildung erreicht der Widerstandskoeffizient für jede Wassertiefe ein Maximum bei einer mit der Wellengeschwindigkeit ungefähr übereinstimmenden Fahrtgeschwindigkeit und nähert sich nach Ueberschreiten derselben einem Grenzwerte.

5) Diesem Grenzwert entspricht bei hohen Fahrtgeschwindigkeiten angenähert ein quadratisches Widerstandsgesetz, während für sehr kleine Geschwindigkeiten der Widerstand diesen selbst proportional wird. Im allgemeinen ist es unmöglich, die Abhängigkeit des Widerstandes von der Fahrtgeschwindigkeit durch eine eingliedrige Potenzformel auszudrücken.

6) Wassertiefen größer als die Schiffslänge dürfen praktisch als unendlich angesehen werden.

7) Für sehr kleine Geschwindigkeiten wird die Modellregel infolge des Ueberwiegens der Wasserreibung unbrauchbar; für große bleibt sie mit der Einschränkung gültig, daß der Wellenwiderstand am Modell durch den Einfluß der Dämpfung verhältnismäßig zu groß erscheint.

8) Die vorstehenden Sätze lassen sich auch auf die Bewegung fester Körper in der Luft übertragen, wobei die Schallgeschwindigkeit für den Eintritt des Höchstwertes des Widerstandskoeffizienten maßgebend ist.

[1]) Vergl. den Artikel »Aeußere Ballistik« von C. Cranz in Bd IV (Mechanik) der Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften (Leipzig, B. G. Teubner).

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 8. Juli 1907.

Bochumer Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Rump. Schriftführer: Hr. Sauter.

Anwesend 31 Mitglieder.

Hr. Dr. Wiebe spricht über

das deutsche Wirtschaftsleben der letzten 50 Jahre unter besonderer Berücksichtigung des Bochumer Bezirkes.

Um das Jahr 1850 befand sich Deutschland bereits in den Anfängen der neuzeitlichen industriellen Entwicklung. In den langen Friedensjahren von 1815 ab hatte sich das Land von den schweren Schlägen, die ihm die napoleonischen Kriege geschlagen, allmählich wieder erholt. Für die Landwirtschaft brach, nachdem sie die kurze, aber schwere Krisis der 20er Jahre überstanden hatte, eine Zeit glücklichen Gedeihens an, die in kurzen Unterbrechungen bis in den Anfang der 70er Jahre gedauert hat. Unter den segensreichen Wirkungen der neuen Agrarverfassung, frei von den mittelalterlichen Fesseln der Gebundenheit der Person und des Eigentums, machte sie große technische Fortschritte. Die altehrwürdige Dreifelderwirtschaft, die seit den Tagen Karls des Großen fast ungebrochen in Deutschland geherrscht hatte, machte neuzeitlichen Betriebsweisen Platz.

Die glänzende Entwicklung, die in diesen Jahrzehnten die Landwirtschaft nahm, erhellt am besten aus der Tatsache, daß innerhalb der Jahre 1816 bis 1871 die vorherrschenden agrarischen Teile Deutschlands eine Bevölkerungszunahme von 91 vH hatten, während sie in Süd- und Westdeutschland nur 23 vH betrug. Die folgenden Jahrzehnte haben bekanntlich das entgegengesetzte Bild gezeigt.

Auch dem Gewerbe hat der Beginn des 19. Jahrhunderts eine freiheitliche Verfassung und Gesetzgebung gebracht. Die Fesseln des alten Gewerberechts mit seiner einengenden Zunftverfassung wurden gesprengt.

Zu dem, was wir die individuelle oder auch liberale Wirtschaftsverfassung nennen, ist damals der Grund gelegt worden. Ein bisher nicht bekannter Anreiz zu wirtschaftlichem Schaffen wurde den Menschen gegeben. Freies Feld dem Tüchtigen, hieß von nun ab für lange Zeit die unbedingte Losung. Daß in dem scharfen Luftzug vollster wirtschaftlicher Freiheit die weniger Starken auch erliegen können, daran hat man in jener Zeit nicht gedacht. Spätere Jahrzehnte haben die bessernde Hand anlegen müssen und wieder Stützen und Sicherungen zum Schutze der Schwachen aufgebaut.

Innerhalb des Gewerbes machte sich die Entwicklung zur Industrie bemerkbar. Zwar war das Handwerk immer noch weitaus der wichtigste Bestandteil des Gewerbes, aber die Hausindustrie, die ja auch schon eine längere Entwicklung hinter sich hatte, gewann in jener Zeit an Bedeutung, und daneben nahmen auch die Fabriken an Zahl und Größe zu. Die bis zu den 30er Jahren herrschende Zersplitterung Deutschlands in eine große Zahl kleiner und kleinster Volkswirtschaften hatte bis dahin eine schnellere Entwicklung einer auf Massenabsatz sich gründenden Industrie verhindert. Es fehlte ein größeres Wirtschaftsgebiet, das den Fabriken eine entsprechende Arbeitmenge gewährleistet hätte.

Durch die preußische Zoll- und Handelspolitik, die 1818 mit der Wegräumung der Binnenzölle innerhalb der preußischen Länder selbst begann und sich dann in der Errichtung und weiteren Ausgestaltung des Zollvereines in glänzender Weise fortsetzte, ist solch ein einheitliches Wirtschaftsgebiet zum erstenmal in Deutschland geschaffen worden. Es hatte zwar nicht die Größe und die Bevölkerungszahl der schon längst zentralisierten westlichen Nachbarstaaten, aber immerhin war es groß genug, um den Boden für eine nationale Wirtschaftsentwicklung und Wirtschaftspolitik abzugeben. Nach außen war dieses Gebiet, das 1842 8425 Geviertmeilen umfaßte und 28½ Millionen Einwohner zählte, mit einer Schutzzollmauer umgeben, die im Laufe der 40er Jahre etwas erhöht wurde, als es galt, die junge und noch sehr schwache Industrie, insbesondere die Eisenindustrie, gegenüber der englischen, belgischen und französischen zu schützen.

Die sorgsame staatliche Verwaltung jener Zeit war der Entwicklung von Handel und Gewerbe förderlich. Um den steigenden Verkehrsbedürfnissen zu entsprechen, wurden in den 20er bis 40er Jahren zahlreiche Kunststraßen erbaut. Damals sind auch im Bochumer Bezirk eine Reihe wichtiger Straßen angelegt worden, so die Straße von Elberfeld über Hattingen nach Weitmar (1828 bis 32), die 10 Jahre später über Bochum und Recklinghausen bis zur Lippe verlängert wurde, ferner von Hattingen nach Langenberg (1830 bis 33), von Sprockhövel nach Crengeldanz (1842 bis 1843), von Bochum über Crange nach Dorsten (1848 bis 1854).

Auch den Wasserstraßen wandte die preußische Regierung ihre Aufmerksamkeit zu. Für die Verbesserung der Ruhrschiffahrt wurden bedeutende Summen ausgegeben. Ende der 40er Jahre, zur Zeit, als schon die Eisenbahnen in Wettbewerb traten, erreichte der Verkehr auf der Ruhr seinen Höhepunkt.

Trotz der politischen Zerrissenheit ging der Ausbau des Eisenbahnnetzes in Deutschland ziemlich rasch vorwärts, wenn er auch einheitliche Gesichtspunkte vermissen ließ. Nachdem 1835 die erste deutsche Eisenbahnlinie Nürnberg-Fürth eröffnet war, standen 1855 bereits 7800 km in Betrieb.

Der Bochumer Bezirk wurde 1847 zum erstenmal durch eine Eisenbahn erschlossen. In diesem Jahre wurde die Strecke Duisburg-Oberhausen-Wanne-Dortmund-Hamm dem Betrieb übergeben. Zwei Jahre später wurde die Bahn Schwelm-Hagen-Witten-Dortmund eröffnet; und dann hat es bis in die 60er Jahre gedauert, bis das mittlere und südliche Ruhrrevier und damit die Städte Bochum, Essen, Mülheim und Hattingen Eisenbahnen erhielten. Für die Entwicklung des Bergbaues und des ganzen Industriebezirkes war es in mehrfacher Hinsicht von großer Bedeutung, daß die erste Bahn nicht durch das bisherige Zechenrevier führte, daß dieses vielmehr erst 10 bis 15 Jahre später erschlossen wurde. Indem die Bahn von Duisburg nach Dortmund das bisherige Kohlenrevier in der Entfernung von einigen Kilometern umging, hat sie viel zu der damaligen schnellen Ausdehnung nach Norden beigetragen. In den 40er Jahren wurden die neuen Zechen möglichst in der Nähe der Bahn angelegt, um bequemen und billigen Anschluß zu erhalten. Mit Hülfe der Bahnanschlüsse konnten diese neuen Zechen ihr Ausbringen sehr schnell steigern, nicht zum Vorteil der älteren, an der Ruhr liegenden Zechen, die entweder überhaupt keinen Anschluß erhielten, oder nur unter Aufwendung großer Mittel.

Die anhaltend starke Bevölkerungszunahme, die von 1815 ab einsetzte (während im Gebiete des heutigen Deutschen Reiches 1800 etwa 24 Mill. wohnten, waren es um die Mitte des Jahrhunderts bereits 35 Mill.), war auch auf die industrielle Entwicklung von sehr günstigem Einfluß. Sie brachte ihr einerseits die zahlreichen Arbeitskräfte, die bereit waren, ihre bisherigen Arbeitstätten in Handwerk und Landwirtschaft zu verlassen und in die neuen Fabriken zu gehen; andrerseits rief sie eine steigende Nachfrage nach allerlei gewerblichen Erzeugnissen hervor und erhöhte damit die Aufnahmefähigkeit des Inlandmarktes. Und hierauf kam es für die junge Industrie vor allem an. Denn eine Möglichkeit, im Auslande, auf dem Weltmarkt, gegenüber den alten Industrien aufzutreten, war damals fast nur für einige Sonderfabriken und für die in der Hausindustrie hergestellten Waren möglich.

Bei so günstigen allgemeinen Bedingungen fand der junge Industrialismus in Deutschland einen guten Boden, konnten die großen technischen Errungenschaften jener Zeit auch hier allmählich ausgenutzt werden: die Einführung der mechanischen Kraft im Gewerbe und ihre Verwendung im Verkehrswesen.

Allerdings war das Land noch zu kapitalarm, um aus sich heraus allein eine Industrie zu schaffen. Man hat für 1815 das durchschnittliche Vermögen auf den Kopf der Bevölkerung in Preußen auf 720 ℳ berechnet, in England für dieselbe Zeit aber auf 2860 ℳ, also viermal so hoch (Sombart). Auch bei aufsteigender wirtschaftlicher Entwicklung dauert es bekanntlich lange, bis sich in einem Volk große Ueberschußkapitalien bilden. Wir sehen das auch heute noch. Obwohl Deutschland seit Jahren in Handel und Industrie Frankreich überflügelt hat, kann es sich mit diesem Lande noch immer nicht an Kapitalreichtum messen. So war Deutschland in jener Zeit auf ausländisches Kapital angewiesen, und dieses strömte auch von den 40er Jahren ab in die deutschen Städte und in die damals entstehenden Industriebezirke Deutschlands, so namentlich auch in den zukunftreichen niederrheinisch-westfälischen Bezirk. Ausländische Gesellschaften errichteten die ersten Gasanstalten in den deutschen Großstädten und schufen industrielle Unternehmungen. Ein großer Teil unserer bekanntesten Bergwerkunternehmungen geht auf ausländische Gründungen zurück; ich nenne Shamrock, Hibernia, Rhein-Elbe, Dahlbusch, Julia, von der Heydt usw. Mit Hülfe von

ausländischem Kapital wurden aber auch unsre ersten Eisenbahnen, namentlich die des Westens, erbaut.

Der Ausbau der Eisenbahnen war unstreitig das wichtigste Ereignis in der wirtschaftlichen Entwicklung jener Zeit. Nicht nur daß die Eisenbahnen neue Verkehrsbeziehungen schufen, die bis dahin niemand auch nur für denkbar hatte halten können, und daß Güter, welche infolge ihres geringen spezifischen Wertes nur auf ganz kurze Entfernungen transportiert werden konnten, nun mit einem Male einen ausgedehnten Markt fanden; auch nach andern Richtungen wirkten die Eisenbahnen. Sie schufen eine vorher ganz unerhörte Nachfrage nach Eisen, mittelbar und unmittelbar auch nach Kohlen. Von 1836 bis 1850 sollen für den deutschen Eisenbahnbau nicht weniger als 17½ Mill. Ztr. Roheisen verwandt worden sein, das ist das Vierfache der Hochofenproduktion des gesamten Zollvereinsgebietes im Jahr 1848. Und wenn auch ein großer Teil des für die Eisenbahnen erforderlichen Oberbaumaterials aus dem Auslande bezogen worden ist und bezogen werden mußte, so war schon der Rest ausreichend, um den deutschen Hütten- und Eisenwerken und Maschinenbauanstalten ungewöhnlich große Arbeitmengen zu verschaffen. Die vom Eisenbahnbau und -betrieb ausgehende neue Nachfrage ist es namentlich gewesen, welche in den 40er und 50er Jahren zu der plötzlichen Ausdehnung unsrer Groß-Eisen- und Bergwerksindustrie geführt hat. Es brach das Zeitalter von Kohle und Eisen an. Da Deutschland einen großen Reichtum an Kohlen und Eisenerzen hat, war ihm hiermit auch die Anwartschaft auf eine glänzende industrielle Entwicklung gegeben. Und was hier von Deutschland im allgemeinen gilt, gilt in besonderm Maße von unserm Industriebezirk, von diesem größten Kohlen- und Eisenrevier des europäischen Festlandes. Rießer hat in seinem höchst wertvollen Buch: »Zur Entwicklungsgeschichte der deutschen Groß-Banken« den Einfluß, den die Anfänge des Eisenbahnbaues auf die Montan- und Maschinenbau-Industrie ausgeübt haben, in sehr zutreffender Weise mit den Umwälzungen verglichen, die in den 90er Jahren der stürmische Aufschwung der elektrischen Industrie bei denselben beiden Industriezweigen hervorgerufen hat.

Der große Anreiz, der aus der Verwendung der mechanischen Kraft in Industrie und Verkehr hervorging, steigerte in West- und Mitteleuropa und auch in Amerika die wirtschaftliche Tätigkeit in außerordentlicher Weise. Nur eines hemmte die Aufwärtsbewegung. Gegenüber dem stark steigenden Güterumsatz machte sich ein empfindlicher Geldmangel geltend, um so mehr, als es an der Ausbildung andrer Zahlungsmittel fehlte, mit der wir ja noch heute bekanntlich im Rückstand sind. Namentlich in Deutschland, das für seine steigenden Bedürfnisse, für die neuen Betriebsmittel in Industrie und Landwirtschaft dauernd an das Ausland zahlen, das außerdem für die hier angelegten ausländischen Kapitalien jedes Jahr hohe Zinsen entrichten mußte, machte sich der Geldmangel sehr fühlbar. In dieser Not brachte die Entdeckung des kalifornischen und australischen Goldvorkommens Rettung, und zwar in so reichlichem Maße, daß von dieser gewaltigen Erhöhung der Goldgewinnung, mit der überdies auch noch eine große Zunahme der mexikanischen Silbergewinnung zusammentraf, ein mächtiger Antrieb zur Erweiterung der industriellen Tätigkeit, eine große Steigerung des Unternehmungsgeistes und der Spekulationslust ausging. Deutschland erlebte seine erste industrielle Hochkonjunktur.

Es kamen noch einige andre Umstände hinzu, um in Deutschland diese große Wirkung hervorzurufen. In jenen Jahren fanden die auf die Vereinheitlichung des deutschen Wirtschaftsgebietes hinzielenden Bestrebungen durch den sehr wichtigen Hinzutritt von Hannover und Bremen zum Zollverein ihren vorläufigen Abschluß, und um dieselbe Zeit wurde auch der Verkehr mit dem Ausland durch eine Reihe wichtiger Handelsverträge gefördert. 1850 war außerdem der Deutsch-Oesterreichische Postverein gegründet, ein Jahr vorher in Preußen der Telegraph dem öffentlichen Verkehr übergeben worden. Auch der 1849 bis 1851 erfolgten Einführung der ersten Allgemeinen Wechselordnung im ganzen Zollvereinsgebiet muß gedacht werden, wie der damaligen erfolgreichen Bemühungen, in das vielgestaltige deutsche Münzwesen wenigstens einige Ordnung zu bringen. Für die Errichtung großindustrieller Unternehmungen und namentlich für den Bau der Eisenbahnen war die Vereinigung von Kapitalien aus weiten Kreisen erforderlich. Denn zu derartigen Unternehmungen reichte die Kapitalkraft einzelner, selbst sehr reicher Personen in der Regel nicht aus, jedenfalls hätten sie sich gescheut, durch Einsetzung ihres ganzen Vermögens das mit solchen Unternehmungen verbundene Risiko zu übernehmen. Das Gesetz über die Aktiengesellschaften vom 9. November 1843 gab die rechtliche Grundlage für die Zusammenfassung von Kapitalien. Die hier gebotene Form der Vergesellschaftung wurde in regster Weise benutzt. Bis 1850 wurden in Preußen nicht weniger als 102 Aktiengesellschaften mit einem Kapital von 638 Mill. ℳ gegründet.

Die Hochkonjunktur der 50er Jahre ist für Deutschland von großer Bedeutung geworden. Denn in diese Zeit fällt die Entstehung der deutschen Großindustrie, der ersten deutschen Großbanken, der ersten großen Schiffahrtunternehmungen.

Nachdem 1848 die erste große Bank, der Schaafhausensche Bankverein, mit einem Kapital von 15,6 Mill. ℳ gegründet worden war, folgte 1851 (bezw. 1856) die Diskonto-Gesellschaft, 1853 die Bank für Handel und Industrie in Darmstadt, 1856 die Berliner Handelsgesellschaft und daneben noch verschiedene andre Banken. Ihr Kapital belief sich auf 30 bis 45 Mill. ℳ. Abgesehen von der Deutschen Bank sind alle unsre heute führenden Banken in jener Zeit entstanden.

Auch eine große Anzahl bekannter industrieller Unternehmungen ist in der Hochkonjunkturzeit der 50er Jahre gegründet worden, und das gilt namentlich auch von Unternehmungen unsres Bezirkes. Ich nenne aus der Eisenindustrie nur den Bochumer Verein, den Hörder Bergwerks- und Hütten-Verein, Phönix, die Henrichshütte, das heutige Horster Werk in Steele, damals Neu-Schottland genannt, das Gußstahlwerk Witten und von Bergwerksunternehmungen die Harpener Bergwerks-A.-G., die Arenbergsche A.-G., Dannenbaum, Konstantin, Dahlbusch, Magdeburger Bergwerks-A.-G., Zeche Mansfeld, Nordstern, Zollverein; auch die Zechen der Gesellschaften Hibernia und Gelsenkirchen sind, wenn auch noch nicht unter diesem Namen, damals angelegt worden.

Um 1850 standen an 200 Zechen im Ruhrkohlenrevier in Betrieb. Sie förderten zusammen etwa 2 Mill. t; das ist $^1/_{40}$ der heutigen Gewinnung und noch nicht so viel, wie jetzt jede unsrer vier größten Zechen für sich allein fördert. Für die damalige Zeit war aber diese Leistung immerhin recht ansehnlich; sie machte mehr als $^1/_3$ der gesamten preußischen Steinkohlenförderung aus. Die meisten damaligen Zechen waren, von unserm Standpunkt aus betrachtet, sehr kleine unansehnliche Betriebe. Sogar die größten förderten nur 50 bis 80 000 t, während heute nicht weniger als 50 Zechen mehr als 500 000 t fördern.

Im Bergbau unsres Reviers herrschte in jenen Tagen viel Leben Große technische Fortschritte waren schon vor 1850 gemacht oder doch angebahnt worden. Ich erwähne nur die Einführung der großen Wasserhaltungsmaschinen, die Verbesserung der Wetterführung, die Fabrikation der Drahtseile und ihre Anwendung bei der Förderung, vor allem aber die Anlage von Tiefbauzechen an Stelle der alten Stollenzechen und die damit zusammenhängende Ausdehnung des Steinkohlenbergbaues nach Norden, auf das Gebiet, wo das Mergelgebirge in nach Norden zunehmender Mächtigkeit die Kohlenablagerung überdeckt.

Der Bergbau hätte sich aber trotz aller sonstigen günstigen Umstände nur bescheiden und langsam entwickeln können, wenn er in den Fesseln der alten Berggesetzgebung geblieben wäre. Aber gerade in dieser Zeit wurden die Bergbautreibenden durch eine ganze Reihe von Gesetzen und Verfügungen allmählich selbständig gemacht in der Leitung ihrer Gruben, in dem Absatz ihrer Erzeugnisse, in der Festsetzung der Preise und in der Annahme von Beamten und Arbeitern. Diese Gesetzgebung fand ihre Krönung und ihren Abschluß in dem Allgemeinen Berggesetz von 1865, das bis 1905 im wesentlichen unverändert geblieben ist, bis zur sogen. Lex Gamp, an deren Stelle jetzt, wie Ihnen bekannt, die dem Landtage vorgelegte Berggesetznovelle treten soll.

Der hiesige Kohlenbergbau hatte schon seit alters her andre gewerbliche Anlagen herangezogen. In den Hammerwerken und andern eisenindustriellen Betrieben, welche im Ruhrtal und den Seitentälern in dichter Reihe lagen, hatten die Zechen gute Abnehmer gefunden. Die Hochöfen aber, die Stätten der Roheisenerzeugung, lagen in früherer Zeit weit ab vom Zechenrevier, denn damals wurde das Roheisen nicht mit Hülfe von Steinkohlenkoks, sondern mit Holzkohle erblasen. Nachdem in England schon zu Ende des 18. Jahrhunderts Roheisen mit Koks hergestellt worden war, wurde dies von 1847 an auch im Ruhrkohlenrevier üblich. Es traf sich außerordentlich glücklich, daß die durch die Tiefbauzechen erschlossenen neuen Kohlenlager statt der bisher gewonnenen Magerkohle eine Fettkohle enthielten, aus der der beste Koks der Welt hergestellt werden konnte. Von nun an fing die Roheisenerzeugung an, im Ruhrkohlengebiet heimisch zu werden. Eine Reihe der vorhin genannten Unternehmungen hatten Hochofenanlagen, wie die Henrichshütte, Neu-Schottland, Phönix u. a.

Noch ein andrer Umstand trug dazu bei, die Roheisenerzeugung nach dem hiesigen Bezirk zu verlegen. Die Hütten jener Zeit hatten ihren Bedarf an Erzen bisher im wesentlichen aus den Rasenerzen der Nachbarschaft gedeckt. Nun stieß man um 1840 in einigen Kohlenbergwerken, namentlich auf Zeche Friederika, auf abbauwürdigen Kohleneisenstein, und bald setzte ein sehr reger Schürfbetrieb ein. Der Hörder Bergwerksverein, der in der Geschichte der technischen Fortschritte der deutschen Eisenindustrie wiederholt führend aufgetreten ist, ging 1854 zur dauernden Verwendung des Ruhrkohleneisensteines über.

Der kurzen Hochkonjunktur der 50er Jahre folgte die schwere, die ganze Welt ergreifende Handels- und Geldkrisis von 1856/57, die auch Deutschland und insbesondere den hiesigen Industriebezirk sehr erschüttert hat. Die Kohlengewinnung, welche sich von 1850 bis 58 mehr als verdoppelt hatte, ging, allerdings nur vorübergehend, etwas zurück. Die neuen großen Tiefbauanlagen waren fertig geworden, sie mußten fördern und verkaufen zu jedem Preise. Wer dieses Schleudern auf die Dauer nicht aushalten konnte, ging eben zugrunde. Die Zahl der Zechen, die von 200 auf 300 gestiegen war, ging in 7 Jahren wieder auf 230 zurück. Da inzwischen eine Reihe neuer Zechen in Betrieb gekommen war, sind also damals mehr als 70 Zechen still gelegt worden.

Die zweite Hälfte der 60er Jahre brachte allmählich wieder eine Besserung. Die Kriege von 1864 und 1866, dazu auch die gespannte politische Lage in einigen andern Jahren, verhinderten allerdings eine kräftige Aufwärtsbewegung. Der fortgesetzte Bau von Eisenbahnen brachte aber stetig neue Arbeit ins Land und vergrößerte gleichzeitig das Absatzgebiet. Nur war man mit den privaten Eisenbahnen oft wenig zufrieden. Den dringenden Forderungen nach Herabsetzung der Tarife kamen sie nur langsam nach. Es hat außerordentlich lange Verhandlungen und Kämpfe gekostet, bis es in den Jahren 1861/64 zur Einführung des Einpfennig-Tarifess für Kohlensendungen kam, nämlich 1 Pfg pro Ztr. und Meile gleich 2,2 Pfg pro tkm. Es ist eine noch lange nicht genug bekannte Tatsache, daß der Satz für Spezialtarif III, nach welchem Kohlensendungen bis 350 km auch heute noch im wesentlichen verfrachtet werden, ungeändert schon seit 40 Jahren besteht. Man sieht hieraus, daß das Verlangen nach Ermäßigung der Tarife doch nicht so unberechtigt ist, wie es den Vertretern der Eisenbahnverwaltung oft erscheint. Jener Einpfennig-Tarif wurde allerdings zuerst nur im Verkehr nach Berlin eingeführt, später kam er auch für andre Verkehrsrichtungen in Geltung. Zur Erweiterung des Kohlenabsatzes wurden in jener Zeit auch Kohlensonderzüge eingeführt und gewisse Ausnahmetarife aufgestellt. Worüber man damals aber immer zu klagen hatte, das war die oft ungleiche Behandlung der einzelnen Interessenten durch die Eisenbahnverwaltungen. Nur solche Zechen und Werke, welche so glücklich gelegen waren, daß sie Anschluß an die Bahnen verschiedener Eisenbahngesellschaften hatten, wurden entgegenkommend behandelt. Die uns heute so geläufige Klage über den Wagenmangel wurde auch in den Zeiten der Privateisenbahnen immer wieder von neuem erhoben. Um Wagen in ausreichender Anzahl zu bekommen, schrieb 1865 die Bochumer Handelskammer in ihrem Jahresbericht, müsse man seine Zuflucht zur Bestechung nehmen; selbst in Rußland könne es in bezug auf das Schmieren nicht schlimmer stehen als bei unsern hiesigen, nächst gelegenen Bahnen.

Aus dem Gefühl der dauernden Unzufriedenheit mit den Eisenbahnverwaltungen heraus forderte man die Anlage neuer Bahnen, damit die Monopolstellung der bestehenden gebrochen würde; insbesondere setzte man auf den Bau der Rheinischen Eisenbahn in dieser Beziehung große Hoffnungen. Die Mißstimmung über das private Eisenbahnwesen blieb aber in den Kreisen der Industrie so groß, daß man in den 70er Jahren, als Bismarck das Programm der Eisenbahnverstaatlichung aufstellte, diesem freudig zustimmte.

Während der Kohlenbergbau in den 60er Jahren allmählich in leidliche Verhältnisse kam, hat sich die Eisenindustrie unsres Bezirkes unter dem Druck des ausländischen Wettbewerbes nur langsam entwickeln können. Die große Erfindung der Herstellung von Stahl im Schmelzverfahren, welche 1856 Bessemer machte, erwies sich für die deutsche Eisenindustrie recht verhängnisvoll. Denn da für das Bessemerverfahren nur phosphorfreie Erze verwandt werden konnten, Deutschland aber im Gegensatz zu England an solchen Erzen sehr arm ist, so wurde durch diese Erfindung die deutsche Eisenindustrie in ihrem Wettbewerb mit England außerordentlich geschwächt. Als dann im Jahr 1879 Thomas und Gilchrist das nach ihnen benannte Verfahren erfanden, für welches gerade phosphorreiche Erze erforderlich sind, änderte sich bekanntlich die Sachlage zugunsten Deutschlands. Die Ueberwindung der Krisis der 70er Jahre ist der deutschen Eisenindustrie durch die Erfindung der Engländer erleichtert worden.

Nach dem glücklichen Ausgang des Krieges von 1866, der durch die Bildung des Norddeutschen Bundes die auch für die wirtschaftliche Entwicklung wichtige Einheit Deutschlands näher brachte, nahm das wirtschaftliche Leben trotz aller drohenden Kriegswolken einen erfreulichen Aufschwung. Die Gesetzgebung des Norddeutschen Bundes brachte ein einheitliches Münz-, Maß- und Gewichtwesen, ein einheitliches Gewerberecht auf Grundlage der Gewerbefreiheit. Der wirtschaftliche Aufschwung erfuhr zwar durch den Krieg von 1870/71 eine kurze Unterbrechung, ging dann aber nach dem Friedenschluß unter den tiefen Einwirkungen des siegreichen Krieges, der Reichsgründung und nicht zuletzt des Milliardensegens in die berühmteste und zugleich berüchtigtste Hochkonjunktur über, welche wir in Deutschland bisher kennen gelernt haben.

Viele neue Werke wurden zum Teil mit Hülfe belgischen und französischen Kapitals gegründet, bestehende außerordentlich erweitert, jeder Preis sowohl für Waren, als für Arbeitskräfte bewilligt. Von neuen Anlagen jener Jahre sind zu erwähnen: die Rheinischen Stahlwerke, Hoesch, die Dortmunder Union, eine Gründung des genialen aber auch berüchtigten Dr. Stroußberg, welche im wesentlichen in einer Verschmelzung bestehender Eisenwerke und Zechen bestand. Damals wurde auch die Gutehoffnungshütte, welche sich im Besitze der Familien Haniel und Jacobi befand, in eine Aktiengesellschaft umgewandelt, ohne jedoch dadurch bis zum heutigen Tage den Charakter eines Familienbesitzes zu verlieren. Auch die vorhin genannten Bergwerksgesellschaften Gelsenkirchen und Hibernia, ferner der Schalker Gruben- und Hüttenverein, die Westfälische Drahtindustrie, die Hagener Gußstahlwerke, die Gewerkschaften Ewald, König Ludwig, Friedrich der Große, Fröhliche Morgensonne wurden damals gegründet.

Wie in der Zeit der Hochkonjunktur der 50er Jahre der Bergbau einen bedeutenden Schritt nach Norden zu gemacht hatte, so wurde auch in den 70er Jahren das Kohlenrevier nach Norden und nach Westen wesentlich erweitert. Der Bergbau überschritt die Lippe und auch den Rhein. Die Steinkohlenförderung, welche von 1858 bis 1867 von 4 auf 10 Mill. t gestiegen war, erreichte 1873 die Höhe von 16 Mill.

Vielleicht auf keinem Teil unsres Vaterlandes hat die den Jahren der Hochkonjunktur folgende Krisis so schwer und anhaltend gelastet wie auf dem Ruhrbezirk. Im Bergbau wie in den andern Industriezweigen mußten Werke stillgelegt, Arbeiter entlassen werden, die bleibenden Arbeiter mußten teilweise feiern. Kapitalverringerungen und Konkurse waren an der Tagesordnung. Den angesehensten Werken wurde wiederholt der Bankkredit gekündigt. Mehrmals ist der Fall vorgekommen, daß selbst auf großen Zechen das Geld zur Auslöhnung der Arbeiter fehlte. Auf einer großen Zeche, die heute zu den besten des Bezirkes gehört, war eines Tages ein Anschlag angeheftet, in welchem den Arbeitern mitgeteilt wurde, daß die Auslöhnung infolge einer ganz plötzlichen und dringenden Geschäftsreise des Direktors um einen Tag verschoben werden müsse. Die dringende und plötzliche Geschäftsreise des Direktors war aber ein Bettelgang von einer Bank zur andern, um die nötige Lohnsumme zu erlangen. Bald machte sich in der Bevölkerung ein allgemeiner großer Notstand bemerkbar, der sich zum Pauperismus steigerte, Bettelei und eine erschreckende Zunahme der Verbrechen zur Folge hatte.

Angesichts dieses unaufhörlichen Niederganges sah die ganze deutsche Eisenindustrie mit Grauen der 1873 vom freihändlerisch gesinnten Reichstage beschlossenen gänzlichen Aufhebung der Eisenzölle entgegen, durch die sie dem übermächtigen ausländischen Wettbewerb schutzlos ausgeliefert werden sollte. Trotz aller Bemühungen der Eisenindustrie wurden tatsächlich am 1. Januar 1877 die letzten Eisenzölle beseitigt. Es war bekanntlich der letzte Sieg, den die freihändlerische Partei in Deutschland errang. Ein Jahr später erfolgte schon der Umschwung in der deutschen Wirtschaftspolitik.

Die Hochkonjunktur der 70er Jahre und die ihr folgende Krisis haben eine tiefe und nachhaltige Wirkung auf die deutsche Volkswirtschaft ausgeübt. So schwer auch der Rückschlag Handel und Gewerbe und die ganze Bevölkerung traf und einen übermäßigen Rückgang der Produktionstätigkeit zur Folge hatte, so ist die Volkswirtschaft doch nicht wieder etwa auf den alten Stand vor der Hochkonjunktur zurückgegangen. Es war wie in den 50er Jahren, von denen ich schon sprach, und auch der Niedergang nach 1900, den wir alle selbst haben beobachten können, gibt uns in kleinerem Rahmen

dasselbe Bild. Die Industrie hatte sich in den Jahren der gewaltig gesteigerten Unternehmungslust mächtig entwickelt. Die Produktionsmittel waren außerordentlich vermehrt, das Eisenbahnnetz viel dichter geworden. Waren nun auch diese Einrichtungen für den augenblicklichen Bedarf viel zu groß, so waren sie immerhin doch geschaffen, und wenn es gelang, in wenigen Jahren über die schlimme Krisis hinwegzukommen, dann waren die Leistungen der Jahre 1871 bis 1873 doch nicht vergeblich gewesen, und die Hochkonjunktur hatte trotz aller Nachteile, die sie im Gefolge hatte, greifbare und günstige Ergebnisse gebracht.

Aber die Wirkungen dieser Hochkonjunktur gingen noch weiter. Die Erfahrungen und Beobachtungen, welche man in diesen Jahren und nach 1873 gemacht hat, haben zu einer vollständigen Aenderung unserer Gesetzgebung in bezug auf die Zoll- und Handelspolitik, auf das Gewerberecht, auf die Sozialpolitik, überhaupt auf das gegenseitige Verhältnis von Staat und Volkswirtschaft geführt.

Der politische Kampf galt zunächst der Abänderung der Zollpolitik. Der Ansturm gegen den Freihandel ging, wie schon vorher erwähnt, von der Eisenindustrie und außerdem von einem Teil der Textilindustrie aus. Auch unser Kohlenbergbau, obwohl er für sich keinen Zollschutz verlangte, trat der Eisenindustrie in ihrem Kampf bei; denn er erkannte richtig, daß er nur dann wieder auf bessere Zeiten rechnen könnte, wenn er in der jetzt vom ausländischen Wettbewerb arg bedrängten Eisenindustrie wieder einen kräftigen Abnehmer erhielt.

Die neuen mäßigen Schutzzölle brachten der Industrie sofort eine Erleichterung, die Unternehmungslust hob sich wieder, so daß die Preise 1879 ziemlich stark anzogen. Aber zu einer wirklichen Besserung kam es vorerst noch nicht. Die Eisenindustrie konnte sich nur langsam erholen, der Bedarf blieb, wenn er sich auch allmählich wieder steigerte, doch weit hinter der Erzeugungsfähigkeit der Eisenwerke zurück, die sich auf eine Nachfrage eingerichtet hatten, wie sie der Anfang der 70er Jahre gebracht hatte. Ebenso erging es dem Bergbau. Im Laufe der 70er Jahre waren so viele neue Zechenanlagen errichtet worden, die trotz der schlechten Zeiten doch schließlich zur Förderung übergehen mußten, daß noch viele Jahre hindurch ein großes Mißverhältnis zwischen Nachfrage und Angebot in Kohlen bestand. Das Ausbringen, das 1874 bis 1877 nur wenig zugenommen hatte, stieg wieder schnell und erreichte 1884 28 Mill. t gegen 16 Mill. im Jahr 1873. Die Bemühungen der Bergbautreibenden waren daher auf eine Erweiterung des Absatzgebietes gerichtet. Damals gelang es, die westfälische Kohle bei der deutschen Marine einzuführen; sie gewann an der Nord- und Ostseeküste neue Märkte und trat auch auf dem Auslandmarkt stärker als bisher auf. Zum Zweck dieser Absatzerweiterung wurden in den 70er Jahren mehrere Kohlenausfuhrvereine gegründet und an verschiedenen Plätzen des Mittelmeeres Kohlenlager angelegt. Diese Unternehmungen waren allerdings nicht erfolgreich; große Kapitalien gingen verloren. Infolge der anhaltenden Zunahme der Förderung blieben die Preise ungemein gedrückt, und den meisten Zechen gelang es nicht, einen auch nur bescheidenen Gewinn zu erreichen. Um die Aufträge der größeren Abnehmer wurde zwischen den Zechen ein erbitterter Kampf geführt, Kohlenagenten mußten die industriellen Werke bereisen, und wie gerne sie damals bei diesen gesehen wurden, kann man aus der Tatsache entnehmen, daß lange Jahre hindurch an der Tür eines Kontors eines sehr bekannten deutschen Hüttenwerkes die Ankündigung stand: Hausierern und Kohlenreisenden ist der Eintritt verboten.

In dieser Zeit der Notjahre ist in den Kreisen der Bergbautreibenden der Gedanke an einen Zusammenschluß zum Zweck der Regelung von Förderung und Preisen geboren worden. Wenn die Vertreter der Syndikate immer wieder erklären: Kartelle sind Kinder der Not, so gibt ihnen die geschichtliche Forschung recht. Nur der harte Druck längerer Notjahre konnte die eisernen Köpfe westfälischer Bergbautreibender und Gewerken dafür geneigt machen, ihre gewerbliche Selbständigkeit zugunsten eines genossenschaftlichen Zusammenschlusses zum Teil aufzugeben. Es hat 12 bis 15 Jahre gedauert, ehe auf dem Weg über örtliche Organisationen und Vereine für einzelne Bergwerkerzeugnisse das Westfälische Kokssyndikat im Jahr 1890 und das Rheinisch-Westfälische Kohlensyndikat im Jahr 1893 zustande kamen. Man zählt 14 solcher Vorläufer dieser beiden Syndikate, die teils infolge zu großer Beschränkung ihres Zweckes, teils infolge ihrer losen Verfassung immer wieder zerfielen oder nicht erneuert wurden. Im allgemeinen war der Gang der Entwicklung der, daß zunächst — und zwar immer nur für kleinere Bezirke oder einzelne Kohlensorten — Förderkonventionen abgeschlossen wurden, denen Preisvereinbarungen folgten, bis schließlich Ende der 80er Jahre einige Verkaufsvereine auch den Absatz der Erzeugnisse in die Hand nahmen. Es sind die praktischen Erfahrungen gewesen, welche die Bergbautreibenden mehr und mehr geneigt gemacht haben, ihrer Industrie die ausgedehnte Selbstverwaltung zu geben, in welcher noch heute die große Mehrzahl der Zechen das beste Schutzmittel gegen die Gefahren eines ungezügelten Wettbewerbes erblickt.

Die wirtschaftliche Entwicklung des Bochumer Bezirkes nahm in den 80er Jahren unzweifelhaft eine aufsteigende Richtung. Die natürliche Zunahme des Bedarfs verschaffte der Industrie wieder die entsprechende Arbeit, außerdem machten sich die günstigen Wirkungen der Schutzzollpolitik sowohl für die Industrie, als auch für die Landwirtschaft, die die kritischen 70er Jahre überstanden hatte und wieder kaufkräftiger geworden war, geltend. 1889/90 erlebte unser Bezirk sogar wieder einen Aufschwung, der allerdings nicht lange anhielt und außerdem durch den Bergarbeiterausstand jäh unterbrochen wurde. Es war der erste große allgemeine Arbeiterausstand, den der Rheinisch-Westfälische Kohlenbergbau und unser Bezirk gesehen hatten. Durch das Eingreifen des Kaisers hat er bekanntlich auch über die Grenzen des hiesigen Bezirkes hinaus für den allgemeinen Gang der deutschen Sozialpolitik eine große geschichtliche Bedeutung gewonnen. Die bekannten Februar-Erlasse von 1890 und die Arbeiter-Schutznovelle von 1891 sind durch diesen Bergarbeiterausstand wesentlich beeinflußt worden. Bemerkenswert ist auch, daß während dieses Ausstandes zum erstenmal die Sozialdemokratie im Bochumer Bezirk stärker hervortrat, während sie bis dahin unter den Zechenbelegschaften und unter den Fabrikarbeitern eine hervorragende Rolle nicht gespielt hatte.

Die Jahre 1890 haben eine neue Zeit eingeleitet. Zwar der äußere Gang der wirtschaftlichen Entwicklung seit 1890, der Wechsel der Konjunkturen ist leicht zu erzählen, uns allen aus eigener Erfahrung gut bekannt. Der Aufschwungperiode von 1889/90 folgte sehr schnell ein Rückschlag, und bis 1895 ging dann das Wirtschaftsleben in ruhigen Bahnen. Es waren Jahre, die die Industrien unsres Bezirkes nicht zu den guten rechnen, in denen aber trotzdem Erzeugung und Verbrauch, Verkehr und Umsatz zunahmen und die wirtschaftliche Leistungsfähigkeit des Volkes wuchs. Dann hob sich von 1895 ab, zuerst ganz langsam, eine neue Konjunkturwelle empor, die 1899/1900 ihren Höhepunkt erreichte.

Der Ursachen dieses Aufschwunges, der sich wie auch der der 50er Jahre nicht etwa auf Deutschland allein beschränkt trat, hat, hier allerdings besonders glänzend in die Erscheinung waren verschieden. Den wesentlichsten Anteil hatte, neben einer sehr bedeutenden Zunahme der Edelmetallgewinnung, die schnelle Ausbreitung der elektrischen Industrie, die Anwendung elektrischer Energie im Beleuchtungs- und Verkehrswesen und im Gewerbe. Wie 50 Jahre vorher das Aufkommen der Dampfkraft, so wurde jetzt das Aufkommen der elektrischen Triebkraft der Ausgangpunkt für eine Umwälzung in der Fabrikation, im Verkehr und im Werkstattbetrieb. Und jetzt wie damals zogen die Maschinenindustrie, die Bergwerks- und Hüttenindustrie den größten Nutzen aus dem technischen Fortschritt. Es ist bemerkenswert, wie außerordentlich rasch sich die neue Industrie und die Anwendung der elektrischen Kraft durchgesetzt haben. Vor 25 Jahren war die Anwendung der Elektrizität noch auf die Fernleitung von Nachrichten beschränkt, und erst seit dieser Zeit ist die motorische und lichtspendende Eigenschaft der Elektrizität allmählich zur Verwertung gelangt; allgemein und im Großen ist das aber erst seit Anfang der 90er Jahre geschehen.

Eine große Zukunft steht der Elektrizität und ihrer praktischen Anwendung bevor, die nicht nur in der Technik, sondern auch in den Wirtschaftsorganisationen, was wiederum auch für die soziale Schichtung von tiefgreifendem Einfluß sein würde, große Umwälzungen bringen wird. Heute geht man darauf aus, von einem Punkt aus jeder einzelnen Werkstätte motorische Kraft zuzuführen. Welche Wirkung wird das aber auf den Wettbewerb zwischen Groß- und Kleinbetrieb ausüben? Wird dadurch vielleicht die bisherige Neigung zum Großbetrieb unterbunden werden? In wessen Besitz werden auf die Dauer die Kraftwerke stehen, welche einem ganzen Bezirk Arbeitkraft und Licht verschaffen und ihn damit auch in gewissem Sinne von sich abhängig machen? In unserm Industriebezirk haben wir bekanntlich zwei Systeme bei den großen elektrischen Kraftwerken: ein rein privates und ein gemischtes System, an welchem Gemeinden und Privatunternehmungen in gleicher Weise beteiligt sind. Wenn nun dieses Kraftwerk ganz in Gemeinde- oder staatlichen Besitz einmal übergehen sollte, werden wir dann nicht einen gewal-

tigen Schritt zur Vergesellschaftung der Produktionsmittel gemacht haben, oder wird dieser Vorgang dadurch wieder ausgeglichen werden, daß mit Hülfe der öffentlichen Kraftstelle die kleinen Betriebe sich wieder mehr entfalten werden? Ich glaube, schon die nächsten zehn Jahre werden uns klarer sehen lassen, wohin die Entwicklung geht.

Der Niedergang, der 1900 eintrat, unterschied sich wesentlich von denen der 70er und 50er Jahre. Besonders in unserm Bezirk vollzog sich der Umschwung ohne zu große Erschütterungen, und nach einigen Jahren der Sammlung und des Ausgleiches zwischen Erzeugungsfähigkeit und Bedarf trat dann eine neue aufsteigende Bewegung ein, in der wir uns noch heute befinden.

Die letzten 15 bis 20 Jahre weisen ein wesentlich andres Gepräge auf als die vorhergehenden 30 bis 40 Jahre. Es fehlen die schroffen Wechsel der Konjunkturen, die schweren Krisisjahre. Es kann kein Zweifel darüber bestehen, daß es das Verdienst der Syndikate ist, in dieser Weise mäßigend und regelnd eingegriffen zu haben, zum Nutzen ihrer eigenen Industrien, aber auch zu dem der Allgemeinheit. Das, was die Vertreter der Syndikate als das Ziel ihres Zusammenschlusses hingestellt haben, ist wirklich erreicht worden. Die Syndikatperiode, die 1890 begonnen hat, ist bis jetzt zum Vorteil für die deutsche Volkswirtschaft ausgeschlagen; einzelne Nachteile und Mängel können dieses Urteil nicht ändern.

Im letzten Teil seines Vortrages gibt der Vortragende Ausblicke in die Zukunft des wirtschaftlichen Lebens und bezeichnet es als eine der wichtigsten Aufgaben, daß sich die mitteleuropäischen Länder zu einem Wirtschaftsverband zusammenschließen, der des Austausches von Waren mit andern Ländern nicht bedarf, um bestehen zu können; denn nur so können sie den drei großen Weltreichen England, Amerika und Rußland gegenüber ihre wirtschaftliche und politische Selbständigkeit bewahren.

Bücherschau.

Zahlenbeispiele zur statischen Berechnung von Brücken und Dächern. Von Privatdozent R. Otzen (in erster Auflage v. Grages) und Geh. Reg.-Rat Professor G. Barkhausen in Hannover. Wiesbaden 1908, C. W. Kreidels Verlag. Zweite umgearbeitete und vermehrte Auflage. Preis 12 *M*.

Das Buch enthält Angaben und Vorschriften für Belastungen und Spannungen aus den preußischen, bayerischen, österreichischen, ungarischen und französischen Bestimmungen für Eisenbahnbrücken. Vollständig vorgeführt sind die Berechnungen eines eisernen Ueberbaues von 7,2 m Stützweite mit unbeschränkter und beschränkter Bauhöhe, einer eingleisigen Eisenbahn-Fachwerkbrücke von 31 m lichter Weite, eines Schwedler-Trägers von 44 m Stützweite für eine zweigleisige Bahn, einer Straßenbrücke mit durchlaufenden Hauptträgern auf vier Stützen, einer Bogenfachwerk-Straßenbrücke von 60 m Stützweite, einer Straßenbrücke von 70 m Stützweite (Fachwerkbogen mit Zugband), ferner eines eisernen Dachstuhles von 25 m, eines Zweigelenk-Blechbogen-Dachbinders von 40 m und eines Hallenbinders von 74,70 m Stützweite mit Tafeln. Der Stoff entstammt dem Uebungssaale der Technischen Hochschule zu Hannover und soll in erster Linie den Unterricht unterstützen; er soll nicht zur unmittelbaren Anwendung kommen, sondern nur als Vorbild dienen. Das Buch wird aber auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren da eine Hülfe sein, wo sie in Ermangelung ausgiebiger Uebung sich mit der Bearbeitung von Aufgaben der genannten Art zu beschäftigen haben. Die Beispiele sind mit Fleiß und Sorgfalt durchgearbeitet und namentlich auch die Knotenpunkte des Eisenfachwerkes und die Stoßverbindungen, Lager usw. in allen Einzelheiten berechnet. Das Buch dient also vorwiegend praktischen Lehrzwecken und wird in dem gegebenen Rahmen vorzügliche Dienste leisten. K. Bernhard.

Ausführliches Handbuch der Eisenhüttenkunde. Gewinnung und Verarbeitung des Eisens in theoretischer und praktischer Beziehung unter besonderer Berücksichtigung der deutschen Verhältnisse. Von Dr. H. Wedding. 2. Aufl. IV. Bd.: Die Gewinnung des Eisens aus den Erzen. (Forts.) 2. Buch: Die Rennarbeiten. 1. Liefrg. Braunschweig 1907, Friedrich Vieweg & Sohn. 196 S. mit 67 Fig. Preis 8 *M*.

Mit Freuden wird man es in der Eisenindustrie begrüßen, daß der noch immer jugendfrische Verfasser einen neuen Abschnitt seines Lebenswerkes fertiggestellt hat. Angesichts der großen Bedeutung, die die Rennarbeiten für die Eisenindustrie gehabt haben, ist der vorliegenden ersten Lieferung in der Hauptsache geschichtlicher Wert zuzusprechen. Die alten Verfahren sind aber heute fast völlig verlassen oder doch nur in Ländern üblich, die abseits vom Verkehr liegen und der Kultur noch nicht erschlossen sind. Dagegen hat die Verwendung des elektrischen Stromes für Rennarbeiten erhöhte Bedeutung, wenn es auch im Augenblick fraglich ist, ob sich bei den noch immer hohen Selbstkosten des elektrischen Stromes auf diesem Weg eine wirtschaftliche Erzeugung schmiedbaren Eisens unmittelbar aus den Erzen durchführen läßt. Der Verfasser spricht auch in seinem Schlußwort die Ansicht aus, daß die Rennarbeiten zurzeit wenig Erfolg versprechen, daß es vielmehr richtiger ist, zunächst im Hochofen Roheisen zu erzeugen und dieses durch Oxydations- und Frischarbeiten in schmiedbares Eisen zu verwandeln. Diesen Vorgängen werden die weiteren Lieferungen gewidmet sein. Fr. Frölich.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der Bau, Betrieb und die Reparaturen der elektrischen Beleuchtungsanlagen. Von F. Grünwald. 11. Aufl. Halle a. S. 1907, Wilhelm Knapp. 466 S. mit 359 Fig. Preis 4 *M*.

Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues. Von F. Ruppert. Berlin 1907, Julius Springer. 344 S. mit 398 Fig. Preis 6 *M*.
Sonderabdruck aus der Z. d. V. d. I. Jahrgang 1901 bis 1907.

Dreigelenkbogenbrücken und verwandte Ingenieurbauten. Neue Hülfsmittel und Methoden der rationellen Formbestimmung. Von R. Färber. Stuttgart 1908, Konrad Wittwer. 176 S. mit 6 Taf. Preis 7 *M*.

P. Stühlens Ingenieur-Kalender für Maschinen- und Hüttentechniker 1908. Herausgegeben von C. Franzen und K. Mathée. 2 Teile. Essen 1908, G. D. Baedecker. Preis beider Teile 4 *M*.

Leitfaden für die Abwässerreinigungsfrage. Von Dr. Dunbar. München und Berlin 1907, R. Oldenbourg. 386 S. mit 147 Fig. Preis 9 *M*.

Konstruktionen und Schaltungen aus dem Gebiete der elektrischen Bahnen. Von O. S. Bragstad. Berlin 1907, Julius Springer. 52 S. mit 31 Taf. Preis 6 *M*.

Statik für Baugewerkschulen und Baugewerksmeister. 1. Teil: Graphische Statik. Von K. Zillich. 4. Aufl. Berlin 1908, Wilhelm Ernst & Sohn. 87 S. mit 179 Fig. Preis 1,20 *M*.

Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. Herausgegeben von Barkhausen, Blum, v. Borries, Courtin und Weiß. 2. Bd.: Der Eisenbahnbau der Gegenwart. 2. Abschnitt: Oberbau und Gleisverbindungen. 2. Aufl. Bearbeitet von A. Blum, Schubert, Himbeck, Fraenkel. Wiesbaden 1908, C. W. Kreidels Verlag. 459 S. mit 438 Fig. und 2 Taf. Preis 12 *M*.

Le détroit de Panama. Documents relatifs à la solution parfaite du problème de Panama (détroit libre, large et profond). Von P. Bunau-Varilla. Paris 1907, H. Dunod & E. Pinat. 305 S. mit vielen Figuren und 1 Taf. Preis 10 frs.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Aufbereitung. Korda, Désiré. La séparation électromagnétique et électro-statique des minéraux. Paris 1907. Béranger. Preis 6 *M*.

Beleuchtung. Norris, H. S. Electric gas lighting. London 1907. Spon. Preis 1,50 *M*.

Chemische Industrie. Cambon, Victor. Fabrication des colles animales. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 6 *M*.

— Lach, Béla. Die Gewinnung und Verarbeitung des Glyzerins. Halle 1907. Knapp. Preis 3,60 *M*.

— Lehrbuch für Spirituosenfabrikanten und Fruchtsaftpresser. Berlin 1907. Gebr. Borntraeger. Preis 12,50 *M*.

— Meyer, Theod. Das Tangential-Kammersystem für Schwefelsäure-Fabrikation. (D. R. P. Nr. 101376) 2. Aufl. Halle 1907. Knapp. Preis 1,50 *M*.

— Thiele, Ludw. Die Fabrikation von Leim und Gelatine. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 2,20 *M*.

Eisenbahnwesen. Krumholz, Emil. Die Neuregelung der Verkehrsverhältnisse Dalmatiens. Innsbruck 1907. Wagner. Preis 1 *M*.

Elektrotechnik. Maclean, M., und E. W. Marchant. Questions in electricity and magnetism. Neue Auflage. London 1907. Longmans. Preis 1,50 *M*.

— Marro, A. Impianti elettrici di correnti alternate, semplici, bifasi e trifasi; manuale pratico per lo studio, costruzione ed esercizio di essi. 2. Aufl. Mailand 1907. Manuali Hoepli. Preis 8,50 *M*.

Erd- und Wasserbau. Housden, C. E. Practical earthwork tables. London 1907. Longmans. Preis 2,80 *M*.

— Jensen, G. J. G. Modern drainage inspection. 2. Aufl. London 1907. Sanitary Publ. Co. Preis 2,80 *M*.

Gießerei. Uhlenhuth, Eduard. Vollständige Anleitung zum Formen und Gießen nebst genauer Beschreibung aller in den Künsten und Gewerben dafür angewandten Materialien, als: Gips, Wachs, Schwefel, Leim, Harz, Guttapercha, Ton, Lehm, Sand und deren Behandlung. 6. Aufl. Wien 1907. A. Hartleben. Preis 2 *M*.

Holzbearbeitung. Rettelbusch, E. Handbuch II für die Bautischlerei. Nürnberg 1907. Leipzig, G. Hedeler. Preis 18 *M*.

— Tessenow, H. Zimmermannsarbeiten. (In 4 Heften.) 1. und 2. Heft. Freiburg i/B. 1907. P. Waetzel. Preis 5 *M*.

Ingenieurwesen. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, insbesondere aus den Laboratorien der technischen Hochschulen, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure. 42. Heft. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 *M*.

Materialkunde. Henselin, Ad. Lehrbilder und Leitsätze für Baustoffkunde, auf dem Bau und in den Werkstätten der Baustoffgewerbe beobachtet. 3. Aufl. Berlin 1907. A. Seydel. Preis 2 *M*.

Mathematik. Lüdcke, Wilh. Das konstruktive Zeichnen in gewerblichen Fortbildungs- und Fachschulen. II. Tl.: Für Bau und Möbeltischlerei. Kiel 1907. Lipsius & Tischer. Preis 8 *M*.

— Meyer-Zschokke, J. L. Das vorbereitende technische Zeichnen. II. Tl. Das projektive und technische Skizzieren. Aarau 1907. H. R. Sauerländer & Co. Preis 0,80 *M*.

— Vonderlinn, J. Schattenkonstruktionen. Leipzig 1907. G. J. Göschen. Preis 0,80 *M*.

Müllerei. Kettenbach, Fr. Der Müller und der Mühlenbauer. 2 Bde. Leipzig 1907. H. A. L. Degener. Preis 20 *M*.

Physik. Lehmann, O. Die wichtigsten Begriffe und Gesetze der Physik unter alleiniger Anwendung der gesetzlichen und der damit zusammenhängenden Maßeinheiten. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 1 *M*.

Schiffs- und Seewesen. Arenhold, L. Ausweicheregeln für Boote. 7. Aufl. Kiel 1907. Lipsius & Tischer. Preis 0,20 *M*.

— British standard specification for ingot steel forgings for marine purposes. London 1907. Lockwood. Preis 2,80 *M*.

— Mennenga, O. Sammlung von Aufgaben zur Vorbereitung für die Prüfung zum Schiffer auf kleiner Fahrt und für die Zusatzprüfung zum Führer von Fahrzeugen in mittlerer Hochseefischerei. 2. Aufl. Hamburg 1907. Eckardt & Meßtorff. Preis 4 *M*.

— Roberts, Charles W. Practical advice for marine engineers. 2. Aufl. London 1907. Whittaker. Preis 3,60 *M*.

— Tod, John, und W. C. Mc Gibbon. Marine engineers' board of trade examinations. 6. Aufl. London 1907. J. Munro. Preis 4,80 *M*.

Wasserkraftanlagen. Chatley, H. How to use water power. London 1907. Technical Publ. Co. Preis 2,80 *M*.

Zucker- und Stärkeindustrie. Stammer's Taschenkalender für Zuckerfabrikanten. 31. Jahrg. 1907/08. Berlin 1907. Parey. Preis 4 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Die Eisenerzvorkommen in den Gemeinden Jukkasjärvi und Gellivare im schwedischen Regierungsbezirk Norrbotten. (Stahl u. Eisen 30. Okt. 07 S. 1571/76*) Zusammenfassung der Gutachten und Sonderuntersuchungen über die 13 Erzfelder zwischen dem Torne- und Kaitum-Elf.

Winding engine with tandem drums. (Engineer 1. Nov. 07 S. 448/50* mit 1 Taf.) Die von der Sandycroft Foundry Co. in Chester gebaute Zwillings-Fördermaschine mit Reynolds-Corliss-Steuerung und Allanscher Kulisse hat 762 mm Zyl.-Dmr. und 1830 mm Hub und fördert 9,6 t Gesamtlast auf einer 1500 m langen unter $62^1/_2{}^0$ geneigten Strecke. Die Wellen der beiden 2,1 m breiten Seiltrommeln von 3,6 m Dmr. sind durch Kurbeln und Stangen gekuppelt.

Die Gewichtänderung eines Förderkorbes beim Anfahren. Von Schreber. (Glückauf 2. Nov. 07 S. 1468/70*) Berechnung der Gewichtvergrößerung durch die Anfahrbeschleunigung. Darstellung einer Vorrichtung, um die Vergrößerung sichtbar zu machen.

Spülversatzanlagen auf Zeche Deutscher Kaiser bei Hamborn. (Glückauf 2. Nov. 07 S. 1461/68*) Versuche über die Haltbarkeit von Schmiedeisen, Flußeisen, Gußeisen, Porzellan, Glas, Ton und Holz für die Rohre, Krümmer und Einsatzstücke. Anlage einiger Spülschächte auf Grund der Versuchsergebnisse.

Chemische Industrie.

Gewinnung von Salpetersäure aus Luft bei deren Behandlung mittels elektrischer Flamme. Von Mościcki. Schluß. (ETZ 31. Okt. 07 S. 1055/58*) Konstruktion des neuen Ofens mit umlaufender Flamme. Versuchsergebnisse.

Dampfkraftanlagen.

Beitrag zur genauen Konstruktion der Zeunerschen und Müller-Reuleauxschen Schieberdiagramme. Von Nolet. (Dingler 2. Nov. 07 S. 689/90*) Konstruktion der Schieberdiagramme unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge, wobei es nicht nötig ist, die sonst erforderlichen Kreisbogen zu schlagen.

Dampfbetrieb mit hohen Drücken und hohen Temperaturen. Von Langen. (Z. f. Turbinenw. 30. Okt. 07 S. 448/51) Vergleich von Kolbenmaschinen und Dampfturbinen. Vorausberechnung des Dampfverbrauches für Drücke bis 220 at und Ueberhitzungen bis 500^0.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 15. Okt. 07 S. 243/46) Verdampfversuche in der Fabrik der A.-G. der Rigaer Flachs- und Jutemanufaktur. Die Anlage besteht aus 10 Schulz-Knaudtschen Einflammrohrkesseln von je 75 qm Heizfläche und 2,1 qm Rostfläche. Der untersuchte Kessel, bei dem abwechselnd die rechte und die linke Rosthälfte beschickt wurde, um die entwickelten Gase durch die auf der andern Seite im Ueberschuß eindringende Luft zu verbrennen, hat 68 bis 70 vH der entwickelten Wärme ausgenutzt. Zahlenmäßige Zusammenstellung der Ergebnisse.

Kritik über Verdampfungsversuche. Von Carlo. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 30. Okt. 07 S. 457/60) Versuche mit der Wasserumlauf-Vorrichtung von Altmayer, mit der Stückkohlenfeuerung von Wegener und mit der Rauchverbrennanlage von Wardzinski.

Der Spannungszustand im fallenden Schornstein. Von Krause. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Okt. 07 S. 210/11*) Rechnerische und zeichnerische Untersuchung der Biegungsspannungen, die in dem umfallenden Schaft eines einseitig angeschnittenen Schornsteines auftreten und unter Umständen zu seiner Zerstörung in der Luft führen. Allgemeine Durchrechnung eines Beispieles.

Zur Theorie der Dampfturbine. Von Stodola. Forts. (Z. f. Turbinenw. 30. Okt. 07 S. 446/48*) S. Zeitschriftenschau v. 29. Juni 07. Forts. folgt.

Tests of large turbo-generators in the United States. (Engineer 1. Nov. 07 S. 439*) Darstellung der Regelvorrichtung und von Versuchsergebnissen einer 5500 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamo von 750 Uml./min im Kraftwerk der Interborough Rapid Transit Co. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

The Amabele-Butterworth Railway, South Africa. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 373/74*) Die Gesamtlänge der Bahn im östlichen

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Teil der Kap-Kolonie beträgt 125 km, wovon 65,5 km durch das gebirgige Gebiet des Kei- und des Toleni-Flusses führen. Die Linie überwindet auf 29 km Länge zwischen Kongha und einer vorläufigen, aus 22 Bogen von je 7,6 m Spannweite bestehenden Brücke über den Kei-Fluß eine Steigung von 470 m und enthält eine Schleife, um die größte Steigung von 2,8 vH nicht zu überschreiten. Der Mangulu-Fluß wird mit einer Brücke aus 4 Bogen von je 15 m Spannweite, der Toleni-Fluß mit einer aus 2 Bogen von je 30 m überschritten.

Die Beanspruchung der Kupplung einer Dampflokomotive. Von Strahl. (Glaser 1. Nov. 07 S. 170/76*) Untersuchungen über die erforderliche Anspannung der Kupplung zwischen Tender und Lokomotive. Die ungünstige Beanspruchung dieser Kupplung, die Schwankungen in der Zugkraft am Tenderzughaken und die Erschütterungen auf dem Führerstande bei hohen Geschwindigkeiten können nach Ansicht des Verfassers nur durch Massenausgleich mit drei oder vier Dampfzylindern bei entsprechender Kurbelstellung beseitigt werden.

New dynamometer car for the Pennsylvania Railroad. (Eng. News 16. Okt. 07 S. 408/10*) Fünfter derartiger Wagen der Pennsylvania-Bahn von 62 t Gewicht und bis 45300 kg Meßkraft. Die Kraftübertragung ist hydraulisch; der Wagen, der äußerlich einem gewöhnlichen Personenwagen gleicht, hat einen Raum für die Meßvorrichtung und einen Arbeitsraum. Darstellung des Dynamometers.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. Forts. (Glaser 1. Nov. 07 S. 165/68*) Long Island Railway. New York Central and Hudson R. R. Kraftwagen auf Eisenbahnen in England und Amerika. Dampfkraftwagen der Great Western Railway, der London and South Western Railway, der Great Northern Railway und der Midland Railway. Schluß folgt.

Das Umformerwerk »Krummestraße« der Berliner elektrischen Hoch- und Untergrundbahn. Von Idelberger. (ETZ 31. Okt. 07 S. 1053/55*) Das Umformerwerk, das die westliche Erweiterungsstrecke Knie-Wilhelmsplatz der Untergrundbahn speist und später auch die Strecke bis Westend speisen soll, erhält Drehstrom von 10000 V aus dem Kraftwerk Trebbiner Straße, der in Gleichstrom von 750 V umgeformt wird. Es sind 6 Einankerumformer von je 660 KW Leistung und eine Pufferbatterie von 888 Amp.-st, 2 umkehrbare Batterie-Zusatzmaschinen, Bauart Pirani, und 2 kleine Drehstrom-Gleichstromumformer für 130 V Gleichstromspannung für Licht und Weichenstellung vorhanden. Forts. folgt.

Eisenhüttenwesen.

Elektrische Induktionsöfen und ihre Anwendung in der Eisen- und Stahlindustrie. Von Engelhardt. (ETZ 31. Okt. 07 S. 1051/53*) Schematische Darstellung und Wirkungsweise der reinen Induktionsöfen von Colby, Kjellin, Hjorth, Ferranti, Frick, Schneider-Creuzot, Gin und Wallin, der kombinierten Induktionsöfen von Röchling-Rodenhauser und Hjorth. Forts. folgt.

Neues Umschaltventil für Regenerativfeuerungen. Von Lichte. (Gießerei-Z. 1. Nov. 07 S. 652/55*) Drehschieber-Umkehrventil von Esch & Stein, Duisburg, mit 2 versetzt angeordneten wagerechten Drehschiebern ohne Sand- oder Wasserdichtung mit 500 bis 1200 mm innerem Durchmesser.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. Forts. (Dingler 2. Nov. 07 S. 696/99*) Bei dem Gießwagen von Stuckenholz ist der Hubmotor auf der rückwärtigen Verlängerung des Auslegers angeordnet und bildet einen Teil des Gegengewichtes. Das Schwenken des Auslegers sowie das Verschieben und Kippen der Pfanne wird durch je einen besondern Motor besorgt.

Die Explosion des Windkessels einer Gebläsemaschine auf dem Hasper Eisen- und Stahlwerk. Von Wedding. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Okt. 07 S. 497/502 mit 3 Taf.) Der Unfall, dessen Ursache nicht sicher festzustellen war, hat sich an einem zwischen Gebläsemaschine und Winderhitzer eingeschalteten Luftsammler ereignet. 4 Menschen sind dabei getötet und 4 verletzt worden.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Ueber weitgespannte Wölbbrücken. Von Engesser. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 403/39*) Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen Spannweite und Pfeilhöhe mit Rücksicht auf günstige und billige Herstellung der gemauerten Brücken. Berechnung der Querschnitte und Bauvorgang.

Elektrotechnik.

The Park Royal generating station of the Great Western Railway, London. (El. World 19. Okt. 07 S. 759/63*) Das neue Kraftwerk liefert Drehstrom von 6300 bis 6500 V, der in 3 Unterwerken für den Betrieb der Bahn, für Licht und für Kraft in Gleichstrom umgewandelt wird. Das Kesselhaus hat 10 Babcock & Wilcox-Kessel mit Ueberhitzern. Der Maschinenraum umfaßt 8 Dreifachexpansionsmaschinen, die mit Drehstrommotoren von je 750 KW gekuppelt sind. Kondensations- und Bekohlanlage. Elektrische Ausrüstung.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 2. Nov. 07 S. 690/94*) Maschinen von Hutin und Le Blanc, Sahulka, Gutmann, Thomson, Stanley jr., Kelly, Wagner & Schwedtmann, Blathy, Oerlikon, C. E. L. Brown, Lundell & Johnson, Arnold, Kolbe, Société anonyme pour la transmission de la force par l'électricité, Schuckert & Cie., Benischke, Bradley, Haselwander, Heyland, Steinmetz, General Electric Co., Soames, Langdon-Davies, Atkinson. Forts. folgt.

Die Verfahren der elektrischen Bremsung von Serienmotoren für Gleichstrom und Wechselstrom bei elektrischen Bahnen und besonders bei elektrischen Bergbahnen. Von Kummer. Schluß. (Schweiz. Bauz. 2. Nov. 07 S. 223/24) Vorteile des Wechselstrom-Reihenschlußmotors bei der Gegenstrombremsung. Zusammenfassung.

Excitation characteristics of the synchronous motor. Von Langsdorf. (El. World 19. Okt. 07 S. 763/64*) Untersuchung der elektrischen Vorgänge im Synchronmotor bei der Regulierung. Formeln und Diagramm.

Zur näheren Erläuterung der neutralen Kommutierungszone. Von Menges. (ETZ 31. Okt. 07 S. 1058/63*) Vergleichende Betrachtung der bisherigen Ansichten über die neutrale Zone und die Bürstenstellung. Unrichtigkeit der bisherigen Kommutierungskurven. Erläuterung und Begründung der Ansicht von der neutralen Kommutierungszone.

Erd- und Wasserbau.

Untersuchungen über den Schiffahrtsbetrieb auf dem Rhein-Weser-Kanal. Von Sympher, Thiele und Block. (Z. Bauw. 07 Heft 10/12 S. 557/612* mit 4 Taf.) Form und Größe des Kanalquerschnittes mit Rücksicht auf Betrieb und Wirtschaftlichkeit. Vergleich der für den Rhein-Weser-Kanal in Betracht kommenden Betriebsarten. Elektrische Treidelei an Kanälen mit zahlreichen Löschund Ladestellen.

Der Seehafen von Brügge. Forts. (Deutsche Bauz. 30. Okt. 07 S. 610/15*) Der Seehafen von Brügge ist durch eine Schleuse mit dem Ostender Kanal und den alten Hafenanlagen verbunden. Die Hafenanlage in Zeebrügge umfaßt außer dem Innenhafen einen Fischereihafen, ein Stichbecken zum Innenhafen und einen Sanitätshafen. Eine die Reede umschließende viertelkreisförmige Mole läßt nur auf der Ostseite eine 1100 m breite Oeffnung frei.

Beitrag zur Bewertung der Schutzbauten an den Nordsee-Inseln. Von Brennecke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 385/402*) Erörterungen über die günstigsten Neigungswinkel von Dämmen aus festem Mauerwerk. Betriebserfahrungen an älteren Bauwerken.

Eine neuere Kaimauer mit Eisenbeton-Pfahlgründung. Von Geiß. (Z. Bauw. 07 Heft 10/12 S. 549/58* mit 1 Taf.) Die 285 m lange, 6,6 m hohe Mauer aus Stampfbeton mit Basaltverkleidung ruht unter Vermittlung einer 1 m dicken Eisenbetonplatte auf zwei Reihen von quadratischen Eisenbetonpfählen; sie bildet den Abschluß des alten Zollhafens in Düsseldorf.

Die Wiederherstellung des Tunnels bei Altenbeken. Von Prött und Gluth. (Z. Bauw. 07 Heft 10/12 S. 541/50* mit 1 Taf.) Die Arbeiten an dem 1640 m langen, in den Jahren 1861 bis 1864 erbauten Tunnel, der im Jahr 1905 zum Teil eingestürzt ist, haben etwa 1 Jahr gedauert und 1,1 Mill. ℳ gekostet. Der Tunnel ist mit Ziegeln in Zementmörtel ausgemauert.

Fills made from cars running on a suspended cableway. (Eng. News 10. Okt. 07 S. 382*) Auf einer Strecke der Lake Erie and Pittsburg-Eisenbahn sind Dämme durch einen 2 km weiten Sumpf und durch eine 122 m breite und 29 m tiefe Schlucht mit Hülfe von an Seilen aufgehängten Schienenwegen aufgeschüttet worden, auf denen die Schüttwagen durch eine Lokomotive hinausgefahren wurden. Darstellung der Verankerungstürme und der Arbeitsweise.

Gesundheitsingenieurwesen.

Colwyn Bay sewage works. (Engineer 1. Nov. 07 S. 438*) Die von der Campbell Gas Engine Co. in Halifax erbaute Anlage enthält vier Drillings-Tauchkolbenpumpen von 2×12 und $2 \times 5{,}7$ cbm/min bei 13,2 m Druckhöhe, die von 64- und 34 pferdigen Gasmaschinen mit Stirnräderübersetzung angetrieben werden. Die Abwässer werden in einen Hochbehälter gedrückt und während des Fallens der Flut ins Meer abgelassen.

Gießerei.

Ueber Aufbereitung und Beförderung des Formsandes in den Gießereien. Von Kraus. Schluß. (Stahl u. Eisen 30. Okt. 07 S. 1576/81*) Formsandaufbereitung für Kunstguß. Luftdrucksiebe. Meinungsaustausch.

Bericht über die Schmelzungen von Chrom-Nickel-Eisen-Legierungen. Von Wedding. (Sitzgsber. Ver. Beförd. Gewerbfl. 7. Okt. 07 S. 221/26) Die verwendeten Rohstoffe waren bei allen Versuchen Nickel mit 98,13 vH Ni und 0,43 vH Fe, nach dem Thermitverfahren hergestelltes Chrom mit 98 bis 99 vH Cr, 0,5 vH Fe, 0,3 vH Si, 0,3 vH Al; bei den Versuchen in Altena außerdem Eisen mit 99,71 vH Fe, 0,07 vH C und 0,039 vH Ni und Cr sowie Stahl mit 2,33 vH C und 0,031 vH Ni und Co, bei den Versuchen in Remscheid schwedisches Schweißeisen mit 0,05 vH C, 0,034 vH Mn, 0,008 bis 0,013 vH P, einer Spur Si, sowie Martin-Stahl mit 0,72 vH C aus schwedischem Eisen. Zusammenstellung der Ergebnisse in Zahlentafeln.

Heizung und Lüftung.

Exhaustoranlagen. Von Gumbart. (Sozial-Technik 1. Nov. 07 S. 167/72*) Durch Verbesserungen an den Ventilatorflügeln und Verminderung der Winkel der Anschlußleitungen ist der Kraftbedarf der Späneabsaugeanlage der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. von 110 auf 35 PS herabgesetzt worden.

Maschinenteile.

Toogood's double-coil friction-clutch. (Engng. 1. Nov. 07 S. 601*) Die von Robert Dempster & Sons in Elland ausgeführte, im Betrieb ein- und ausschaltbare Kupplung besteht aus zwei miteinander zusammenhängenden Ringen, die durch Einschieben eines Mitnehmers gleichzeitig nach außen und innen an die Trommel angedrückt werden.

A variable-speed and feed mechanism. Von Lowthian. (Am. Mach. 2. Nov. 07 S. 548/49*) Rädergetriebe mit 2 Radsätzen von je 8 Rädern für 32 verschiedene Uebersetzungen. Tafeln und Formeln zur Berechnung der Uebersetzungen.

Theorie eines hydraulischen Maschinenreglers. Von Schäfer. Schluß. (Dingler 2. Nov. 07 S. 694/96) Berechnung eines Reglers für eine Maschine von bestimmter Leistung. Arbeitweise des Reglers. Vorteile und Nachteile.

Materialkunde.

Zur Metallographie des Roheisens. (Stahl u. Eisen 30. Okt. 07 S. 1565/71* mit 1 Taf.) Versuche mit flüssigem Roheisen von höherem und von niederem Siliziumgehalt über die Temperatur, bei der die Graphitbildung beginnt, und die Geschwindigkeit, mit der sich die Graphitbildung bei weiter sinkender Temperatur vollzieht.

Ueber die Aenderungen im Eisen durch Tempern. Von Hermann. (Gießerei-Z. 1. Nov. 07 S. 641/44) Verhalten des Kohlenstoffes beim Abkühlen flüssigen Roheisens. Graphit und Temperkohle. Verschiedene Ansichten über den Wert des Temperns.

The hardening of steel. Von Demozay. Schluß. (Engng. 1. Nov. 07 S. 603/06*) Darstellung der Ergebnisse.

Ueber die Druckverteilung im Eisen vor einer eindringenden Schneide. Von Voigt (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Okt. 07 S. 443/96*) Eingehende Literaturübersicht. Schluß folgt.

Mechanik.

Ueber Scherkräfte bei Talsperren. Von Post. (Zentralbl. Bauv. 30. Okt. 07 S. 574/76*) Rechnerische Ableitung der Größe der Scherkraft.

Eine neue Theorie des Erddruckes. Von Mohr. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 442/54*) Die Abhandlung wendet sich gegen die Theorie von Coulomb, die auf bestimmte Annahmen betreffs des Winkels zwischen dem Wanddruck und der Normalen auf die Wandfläche hinausläuft.

Knicksicherheit bei entsprechender Zunahme des Trägheitsmomentes des Stabquerschnittes. Von Francke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 472/82*) Die Untersuchung erstreckt sich auf Fachwerkpyramiden, Keile, Kegel und Säulen.

Zur Theorie der Wirkung der ungleichen Erwärmung auf elastische Körper in Beziehung auf Fachwerke. Von Weingarten. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 454/62)

Größte Durchflußmengen bei Röhren mit kreisrundem und eiförmigem Querschnitt. Von Wilcke. (Z. Arch. u. Ing.-Wes. 07 Heft 5 S. 462/63*) Der Verfasser untersucht, wann der Ausdruck $\sqrt{\frac{F^3}{U}}$ (F = Querschnitt und U = benetzter Umfang) seinen Höchstwert erlangt.

Die Untersuchung des elastischen Gewölbes. Von Elwitz. Schluß. (Z. Bauw. 07 Heft 10/12 S. 611/32*) S. Zeitschriftenschau v. 3. Aug. 07. Ermittlung der Kantendrücke und der Stützlinie. Einflußlinien.

Meßgeräte und -verfahren.

Störungsfreies Magnetometer für Eisenuntersuchung. Von Haupt. (ETZ 31. Okt. 07 S. 1069/72*) Technisches Magnetometer mit astatischer Nadel zur Untersuchung sehr kurzer und dünner Eisenstücke, wie Relaiskerne, Relaisanker und andrer kleiner Eisenteile an Telegraphenapparaten. Das Magnetometer ist selbst in sehr gestörtem Felde störungsfrei. Versuchsergebnisse. Meinungsaustausch.

Inspecting tools with the test indicator. Von Boulet. (Am. Mach. 2. Nov. 07 S. 537/41*) Fühlhebelgerät des Verfassers, um die Geradheit ebener sowie die Genauigkeit zylindrischer Flächen zu prüfen. Eine Teilung des Werkzeuges gibt Ungenauigkeiten bis 1/1000 Zoll an.

Metallbearbeitung.

The Engineering and Machinery Exhibition, Olympia. Von Horner. Forts. (Engng. 1. Nov. 07 S. 583/86*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Nov. 07.

A novel gear shaper. Von Hudson. (Am. Mach. 19. Okt. 07 S. 478/79*) Feilmaschine zum Bearbeiten der Zähne an Zahnrädern mit Innenverzahnung und vollem Radboden.

The Grant-Lees automatic gear cutter. (Iron Age 3. Okt. 07 S. 912/14*) Selbsttätige Fräsmaschine der Grant-Lees Machine Co., Cleveland, für Stirn-, Schnecken-, Schrauben- und Kettenräder bis rd. 500 mm äußeren Durchmesser.

The camming of automatic screw machines. II. Von Goodrich und Stanley. (Am. Mach. 19. Okt. 07 S. 470/73*) Einfluß der Stufenscheiben und des Rädergetriebes auf den Vorschub.

Modern practice in wire-drawing machines. Forts. (Engng. 1. Nov. 07 S. 579/83*) Darstellung von verschiedenen Bauarten mit einstufigem und mehrstufigem Arbeitsgang. Maschinen von Crossley, Gerhardi, Hodgson und Geck.

Neuere Schweißverfahren für Stahl- und Eisengußstücke. II. (Gießerei-Z. 1. Nov. 07 S. 644/50*) Darstellung einiger Schweißungen mit Thermit an Wellenhosen und Hintersteven großer Schiffe, an einer Dampfhammerschabotte und einem Walzenzapfen.

Motorwagen und Fahrräder.

45-horse-power Siddeley motor-car. (Engng. 1. Nov. 07 S. 588/89* mit 1 Taf.) Der von der Wolseley Tool and Motor Car Co. für die Königin von England gebaute Wagen hat einen 6zylindrigen Motor, eine in Oel laufende metallische Kegelkupplung und läuft mit 19,2, 36,8, 59,2 und 74,8 km/st.

Beitrag zur Berechnung der Lamellenkupplungen. Von Winkler. (Motorw. 31. Okt. 07 S. 903/11*) Anwendung der Ergebnisse der Versuche von Lasche an Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit — s. Z. 1902 S. 1881 u. f. — auf die Reibungs- und Temperaturverhältnisse der Kupplungsscheiben. Vereinfachung der Ergebnisse der genannten Versuche. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Design of a four-stage turbine pump. Von Clifford. (Am. Mach. 2. Nov. 07 S. 546/47*) Wasserhaltung am Oberen See für 6300 cbm in 12 st und rd. 300 m Druckhöhe, die in 3 gleiche Abschnitte geteilt ist. Jedes Drittel wird von einer 4stufigen Turbinenpumpe überwunden. Darstellung der Pumpe. Prüfergebnisse.

Hydraulische Vorgänge in Preßpumpen, Hochdruckleitungen und Rückschlagventilen. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 30. Okt. 07 S. 460/63) Zahlentafeln über Druckhöhenverluste bei Krümmern. Konstruktionseinzelheiten von Ventilen und Kolben.

Schiffs- und Seewesen.

Coal-carrying »trunk« steamer. (Engng. 1. Nov. 07 S. 599*) Das von Ropner & Sons, Ltd., in Stockton-on-Tees für den Ueberseeverkehr gebaute Schiff ist 103,5 m lang, rd. 16 m breit und verdrängt 10 000 t. Es enthält einen einzigen Laderaum von 81 m Länge und kann 7550 t Nutzlast aufnehmen. Mit zwei Dreizylindermaschinen von 660, 1079 und 1766 mm Zyl.-Dmr. und 1143 mm Hub hat das Schiff bei den Probefahrten 11 Knoten erreicht.

Textilindustrie.

Dampfverbrauch der Baumwollgarn-Schlichtereien Von Geiger. (Z. bayr. Rev.-V. 31. Okt. 07 S. 207/10) Die mechanische Baumwollspinnerei und Weberei Augsburg besitzt 9 alte und 4 neue Schlichtmaschinen. Bei dem Versuch, dessen Ergebnisse ausführlich mitgeteilt sind, haben die alten Schlichtmaschinen 3,938 kg, die neuen 3,199 kg Dampf für 1 kg Garn verbraucht.

A woolen card. (Text. World Rec. Okt. 07 S. 143/44*) Eine neue Anordnung von Arbeiter und Wender an Wollkrempeln.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts. (Text. World Rec. Okt. 07 S. 164/66*) Elektrisch betriebene Klöppelmaschine. Jacquardeinrichtung für Klöppelmaschinen.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Die Abgase der Benzinmotoren. Von Hopkinson und Morse. (Z. Dampfk. Vers.-Ges. Okt. 07 S. 119/22*) Deutsche Bearbeitung des gleichnamigen in Zeitschriftenschau v. 24. Aug. 07 erwähnten Vortrages.

Wasserkraftanlagen.

The hydro-electric Plant of the West Kootenay Power and Light Co., Ltd. (Eng. Rec. 5. Okt. 07 S. 381/83*) Das 16 km von der Stadt Nelson entfernt in Britisch-Kolumbien gelegene Kraftwerk enthält 4 Francis-Turbinen mit senkrechter Welle von je 8000 PS bei 160 Uml./min, die mit Dynamos von 4500 KW und 2200 V unmittelbar gekuppelt sind, und 2 Erregerturbinen gleicher Bauart. Das Gefälle beträgt 21,3 m, soll aber später durch einen weiteren Staudamm um 3 m erhöht werden. Der Strom wird mit 22 000 oder 60 000 V an die benachbarten Bergwerke in einem Umkreis von 133 km abgegeben.

Wasserversorgung.

The Rand Water Board plant and works. (Engineer 1. Nov. 07 S. 436/38*) Bericht über die Betriebsergebnisse der von der Regierung ins Leben gerufenen Behörde, die im Jahr 1905 die Wasserwerke in Johannesburg, Vierfontain, Braamfontain und Wanderfontain



angekauft hat. Verminderung der Betriebskosten. Deckung des Wasserbedarfes. Wasserwerk Zwaartkoppies. Forts. folgt.

Sand filtration of water supplies. Von Williamson. (Engng. 1. Nov. 07 S. 557/58) Einleitende Uebersicht über die gesundheitlichen Erfolge der Sandfilter bei der Bekämpfung von Fieberkrankheiten und Seuchen. Einfluß auf die Sterblichkeitsziffern. Allgemeine Gesichtspunkte betreffend Abmessungen, Bauart und Korngröße. Widerstand der Filter. Forts. folgt.

Rundschau.

Die Entwicklung des Dortmunder Hafens und seine Bedeutung für die westfälische Eisen- und Kohlenindustrie.

Am 9. Oktober 1895 wurde der erste Spatenstich zur Anlage des Dortmunder Hafens nach dem von der Königlichen Staatsregierung genehmigten Plane getan, und in kaum 3 Jahren: Herbst 1898, war die gesamte Hafenanlage unter der Leitung des Regierungs- und Baurates Mathies fertiggestellt. Im Frühjahr des folgenden Jahres: am 9. März 1899, lief der erste Frachtdampfer in den Dortmunder Stadthafen ein. Die feierliche Eröffnung des Dortmund-Ems-Kanales und des Dortmunder Hafens durch den Kaiser fand am 11. August desselben Jahres statt. Der Hafen liegt im Nordwesten der Stadt Dortmund und umfaßt einschließlich des Hafenbahnhofes ein Gebiet von 152,47 ha. Für Hafenzwecke ist von diesem Gelände über die Hälfte in Anspruch genommen worden. Es sind 5 größere Hafenbecken vorhanden, nämlich der unmittelbar an den Dortmund-Ems-Kanal sich anschließende 1100 m lange Kanalhafen, der isoliert liegende und nach Osten vor der Union-Vorstadt, einer Arbeiterkolonie der »Union«, abgehende Petroleumhafen, die nach Westen sich abzweigenden Kohlen- und Südhäfen, die 659 m bezw. 492 m Länge haben, und der sich an den Südhafen nach Osten anschließende Stadthafen. Die sämtlichen Häfen haben eine Wasserspiegelbreite von 60 m und eine Mindesttiefe von 2,5 m; die Gesamtwasserfläche der Hafenbecken beträgt 17,4 ha und die Gesamtlänge der Ufer 6050 m, wovon 4680 m für den Umschlagverkehr zwischen Schiff und Eisenbahn nutzbar gemacht worden sind. Im Jahr 1907 ist ein sechstes Hafenbecken von 600 m Länge fertiggestellt worden, das sich in nördlicher Richtung an den Stadthafen anschließt; über die etwas engere Verbindungsstrecke ist eine Drehbrücke gebaut worden. Am 15. September d. J. konnte dieser neue Hafen, der hauptsächlich für den Erz- und Produktenumschlag der Hüttenwerke, die Anschluß an die Dortmunder städtische Industriebahn haben, bestimmt ist, gleichzeitig mit der verlängerten Hafenbahn über Eving nach Hoerde-Schüren in Betrieb genommen werden.

Die Grunderwerbkosten für das Hafengelände stellen sich auf rd. 2880000 *M* oder einschließlich Nebenausgaben auf 1,8 *M*/qm. Für Verkehrs- und Betriebsanlagen sind 1802000 *M*, für Bauwerke 810000 *M* und für Erd- und Böschungsarbeiten 530000 *M* ausgegeben: bis zum Jahr 1899 stellten sich die Gesamtausgaben für die Hafenanlagen auf 6430000 *M*. Zu diesen Baukosten hat der preußische Staat für Herstellung des in den Kanalhafen fallenden Teiles des Dortmund-Ems-Kanales 1325000 *M* beigetragen. Nach dem Vertrage vom Jahr 1895 stellt sich das Anteilverhältnis des preußischen Staates am Dortmunder Hafen gegenüber der Stadt auf 1325 : 4175.

Der von Jahr zu Jahr sich steigernde Schiffsverkehr und Güterumschlag im Hafen nötigte die Stadt, die Betriebsanlagen im Hafengebiete zu erweitern. Es wurden neue Lagerräume sowie weitere Lösch- und Ladevorrichtungen geschaffen und für die Getreidelagerung ein besonderer, mit den neuesten technischen Reinigungs- und Lagervorrichtungen versehener Getreidespeicher mit besonderer Löschvorrichtung für 315000 *M* am Stadthafen erbaut. Durch diese weiteren Ausgaben stiegen die Baukosten einschließlich Staatszuschuß auf über 7 Mill. *M*. Die Hafenbahn wurde bis zum städtischen Vieh- und Schlachthof verlängert und der gesamte Viehtransport von diesem Zeitpunkt an nicht mehr über die Staatsbahn, sondern über den Hafenbahnhof und die Hafenbahn dem Bestimmungsorte zugeführt. Zur Erschließung des industriereichen Hinterlandes ging die Hafenverwaltung in den letzten Jahren zum Bau der schon erwähnten Dortmunder städtischen Industriebahn über, welche am 5. September landespolizeilich abgenommen worden ist. In dem Gebiete dieser 12 km langen Industriebahn liegen außer den beiden großen Hüttenwerken, dem Eisen- und Stahlwerk Hoesch und dem Hoerder Verein zahlreiche kleinere Werke und Ziegeleien, die zum Teil erst durch diese Kleinbahn Anschluß an die Staatseisenbahn erhalten und jetzt sowohl unmittelbar über die Eisenbahn als auch über den Dortmund-Ems-Kanal Güter empfangen und zur Verfrachtung bringen werden; auch liegen in diesem Gelände 2 Kohlenzechen, nämlich »Freie Vogel und Unverhofft« und »Ver. Lukas« der Stollberger Zinkhütte. Das Gelände der städtischen Industriebahn, der ersten im westfälischen Industriebezirk, wird jetzt infolge des günstigen Bahnanschlusses schon vorzugsweise zu industriellen Neuanlagen benutzt, so daß der Bau dieser neuen Bahn dazu beiträgt, daß einmal die noch im Innern der Altstadt liegenden gewerblichen Betriebe allmählich nach außen gelegt und zum andern die gewerblichen und industriellen Neuanlagen nicht mehr so im Stadtbezirk zerstreut errichtet werden, sondern sich mehr auf bestimmte Gebiete im Osten und Nordosten der Stadt zusammenziehen. Die Kosten der Industriebahn, die für den Betrieb von Wagen für 40 bis 50 t besonders gut gebaut werden mußte, im Betrage von 4800000 *M* und diejenigen des dazu gehörigen neuen Hafenbeckens haben die Gesamtausgaben für die Hafenanlagen so erhöht, daß sie einschließlich Staatszuschuß 12 Mill. *M* schon übersteigen.

Wie sich der Güterumschlag und der Schiffsverkehr im Dortmunder Hafen seit der Betriebseröffnung im Jahr 1899 entwickelt haben, zeigt die folgende Zahlentafel.

Im September 1904 erlitten der Schiffsverkehr und der Güterumschlag durch den Schleusenbruch zu Meppen eine 6 wöchige Unterbrechung; infolgedessen ist der Güterumschlag in 1904 gegen 1903 wesentlich zurückgeblieben. In den Jahren 1902 und 1903 machte sich für den Dortmunder Hafen der Wettbewerb des Hafens Fürst Hardenberg der Dortmund-Gronau-Enscheder Eisenbahn bemerkbar; durch billigere Frachtsätze

	1899	1900	1901	1902	1903	1904	1905	1906
I. Gesamt-Schiffsverkehr:								
	742	1 052	1 247	1 774	2 640	2 688	3 081	3 716
hiervon sind:								
a) eingelaufen	373	527	623	853	1 325	1 346	1 538	1 857
davon beladen	146	230	347	572	913	1 005	1 135	1 391
b) ausgelaufen	369	525	624	890	1 315	1 342	1 543	1 859
davon beladen	209	244	251	238	315	257	287	276
II. Gesamt-Güterumschlag in t:								
	62 323	110 875	157 748	241 067	373 180	356 228	363 905	394 217
gestiegen bezw. zurückgegangen gegen das Vorjahr um	—	+ 48 552	+ 46 873	+ 83 319	+ 132 113	— 16 952	+ 7 677	+ 30 312
a) Einfuhr	41 432	74 060	111 380	199 004	305 520	308 001	295 008	339 022
darunter Erz	27 357	42 178	62 053	135 727	207 162	188 611	151 957	165 740
Getreide	4 769	13 507	20 951	19 100	27 603	25 318	38 319	43 615
Sand und Kies	4 338	5 011	12 135	22 688	43 464	64 500	74 497	100 400
b) Ausfuhr	20 891	36 815	46 368	42 063	67 660	48 227	68 902	55 195
darunter Kohlen	1 953	13 209	14 587	14 266	20 853	12 485	17 063	17 050
Eisenerzeugnisse (einschl. Thomasmehl)	6 885	9 131	14 327	12 766	24 229	19 426	22 170	26 836

gegenüber der Staatsbahn gingen vor allem Schwefelkies und Produkte der Hüttenwerke Hoesch und Hoerder Verein über die Gronau-Enscheder Eisenbahn und den genannten Hafen. Bei der Verstaatlichung dieser Privatbahn wurde auch ihr Hafen staatlich; seit April 1905 ist er zum Teil an eine Dortmunder Reederei (Wilhelm Hemsoth) verpachtet, die vor allem hier den Erzumschlag für Hoesch und den Hoerder Verein vollzieht. 1905 wurden in Hardenberg 130000 t Erz und 1906 280000 t Eisen- und Raseneerz umgeschlagen; infolgedessen ist der Umschlag in Eisenerz von 1905 ab im Dortmunder Hafen geringer. Seit der Verstaatlichung des Hafens Hardenberg ist der Frachttarif für die Dortmund-Gronau-Enscheder Eisenbahn gleich dem der Staatsbahn; die Ausfuhr an Produkten der Eisenindustrie ist infolgedessen in Hardenberg nicht weiter gestiegen. Seit der Betriebseröffnung der Dortmunder städtischen Industriebahn beziehen Hoesch und Hoerder Verein von September ab laut Vertragsabschluß größere Mengen Eisenerz über den Dortmunder Hafen; auch werden sie jetzt wieder mehr Fabrikate nach der Nordsee zum Versand bringen, so daß sich voraussichtlich von Herbst 1907 an der Güterumschlag im Dortmunder Hafen wesentlich heben, der Hardenberger Umschlag zurückgehen wird.

Die finanziellen Ergebnisse des Dortmunder Hafens haben sich in den einzelnen Betriebsjahren folgendermaßen gestaltet:

1899	1900	1901	1902	1903	1904	1905	1906	1907
I. Einnahmen aus Hafen- und Hafenbahnbetrieb in ℳ:								
76100	164000	210800	247500	302000	310101	366833	356001	439129
II. Ausgaben für Hafen- und Hafenbahnbetrieb in ℳ:								
43800	95200	135400	146300	172000	185921	228359	214001	265629
III. Betriebsüberschuß aus Hafen- und Hafenbahnbetrieb in ℳ:								
32300	68800	75400	101200	130000	124180	138474	142000	173500

(Die einzelnen Zahlen sind teils aus dem Voransatz, teils aus dem Rechnungsergebnis des betreffenden Jahres entnommen.)

Auch bei dem Rohüberschuß für 1904 macht sich die schon erwähnte 6wöchige Kanalsperre infolge des Schleusenbruches bei Meppen bemerkbar.

Wie sich die Einnahmen und Ausgaben des Hafenbetriebes zu denen des Hafenbahnbetriebes verhalten, möge sich aus der Abrechnung bezw. dem Voranschlag der letzten 5 Jahre einschließlich 1907 ergeben:

	1903 ℳ	1904 ℳ	1905 ℳ	1906 ℳ	1907 ℳ
1) Hafenbetrieb:					
a) Einnahmen .	229 000	234 463	256 497	265 500	318 000
b) Ausgaben . .	110 000	115 587	135 290	130 400	152 615
2) Hafenbahnbetrieb:					
a) Einnahmen .	73 000	75 637	110 336	90 501	121 129
b) Ausgaben . .	62 000	69 334	93 069	83 601	113 014

(Für 1907 sind die Neuanlagen [Hafenbecken und Industriebahn] in Anrechnung gebracht.)

Den erzielten Rohüberschuß kann die Stadt Dortmund nicht ganz zur Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals verwenden; sie muß im Jahr 1 vH für die mit 2700000 ℳ veranschlagte Hafenanlage ohne Grunderwerbkosten in den Erneuerungsfonds abführen; nach Abzug dieser 27000 ℳ wird der Rest nach dem schon erwähnten Verhältnis von 1325:4175 unter Staat und Stadt verteilt. Die Stadt benutzt den Betriebsüberschuß zur Verzinsung und Abschreibung des Anlagekapitals; da er aber nicht ausreicht, so muß sie noch einen jährlichen Zuschuß zahlen.

Die städtische Hafenverwaltung ist von Anfang an bemüht gewesen, die Betriebseinrichtungen immer weiter auszubauen und zu vervollkommnen und vor allem die Hafenanlagen für die im Hafengebiet und im Hinterland des Hafens liegende Eisen- und Kohlenindustrie nutzbar zu machen. Aus diesem Grund ist am Kohlenhafen ein hydraulischer Kohlenkipper erbaut worden, und an dem neuen Stadthafen werden gegenwärtig neue Löschvorrichtungen für den Erzumschlag vom Schiff auf die Eisenbahn hergestellt. Den Hütten- und Bergwerken im Kanalgebiete hat die Hafenverwaltung durch die Herstellung mustergültiger Hafenanlagen und Betriebseinrichtungen die Möglichkeit verschafft, sich beim Bezug von Rohprodukten und Materialien (Eisen- und Rasenerz, Grubenholz) und Versand von Erzeugnissen der wesentlich billigeren Wasserfracht bedienen zu können. Die Industrie hat sich daher die Hafenanlagen sehr zunutze gemacht; so hat die Dortmunder Union einen großen Teil des Südhafens gepachtet und dort eine Schiffshelling und einen Erzlagerplatz angelegt, die beide durch eine eigene Bahn mit der übrigen Betriebstätte verbunden sind; das Eisen- und Stahlwerk Hoesch und der Hoerder Verein haben Anschluß an die städtische Industriebahn erhalten, und das Kohlensyndikat hat einen großen Lagerplatz für Kohlen und Koks gemietet. Durch den unmittelbaren oder mittelbaren Anschluß an den Dortmunder Hafen und den Dortmund-Ems-Kanal haben die Hüttenwerke wesentliche Vorteile; infolgedessen ist der Bezug von Eisenerzen auch von Jahr zu Jahr gestiegen. Während die drei großen Hüttenwerke früher ihre schwedischen Eisenerze über Rotterdam und Rhein und über Duisburg-Ruhrort bezogen, leiteten sie nach der Betriebseröffnung des Dortmund-Ems-Kanales wegen wesentlicher Frachtersparnis nach und nach den meisten Erztransport über Emden und den Kanal und über Hardenberg und Dortmund. Im Jahr 1901 wurden über den Dortmund-Ems-Kanal an fremden Erzen verfrachtet über 62000 t, 1902 = 140000 t, 1903 = 210000 t, 1904 = 190000 t, 1905 = 280000 t, 1906 = 465000 t, und im laufenden Jahre dürfte die Erzverfrachtung 500000 t übersteigen. Neben dem Bezug von Rohprodukten haben die Werke auch von Jahr zu Jahr mehr ihre Erzeugnisse über den Kanal zum Versand gebracht. Durch die Ausdehnung des Ausnahmetarifs VII für die preußisch-hessischen Staatsbahnen auf die bis Dezember 1906 ausgeschlossenen Erzsendungen von binnenländischen Wasserumschlagplätzen sind die Erzfrachten von Duisburg-Ruhrort nach den westfälischen Hüttenwerken im Gebiete des Dortmunder Hafens durchweg um 3 ℳ für den Doppelwagen vermindert worden, wodurch der Bezug über den Dortmund-Ems-Kanal sich fast ebenso hoch stellt wie über den Rhein. Trotzdem ist die Erzverfrachtung über den Kanal nicht zurückgegangen; durch Anschluß der Werke an die Dortmunder städtische Industriebahn ermäßigt sich die Erzfracht wiederum um 10 bis 20 Pfg/t; außerdem haben die Werke noch den Vorteil, daß sie nicht Staatsbahnwagen von 10 bis 15 t für den Transport von den Häfen zu den Hochöfen benutzen müssen, wie beim Rheinbezug und beim Umschlag über Hardenberg, sondern ihre eigenen Selbstentlader von 40 bis 50 t Tragfähigkeit verwerten können. So hat der Dortmund-Ems-Kanal und mit ihm der Dortmunder Hafen mit seiner Industriebahn im Massengutverkehr für einen Teil der Berg- und Hüttenwerke im westfälischen Industriebezirk eine bedeutsame Umgestaltung gebracht. Noch größer aber wird die Bedeutung des Dortmunder Hafens für diese industriellen Werke, wenn die langersehnte Verbindung mit dem Rhein in rd. 7 Jahren hergestellt sein wird. Es dürfte dann auch für die Stadt Dortmund die Zeit kommen, daß sich die für Handel und Industrie in den Hafen- und Hafenbahnanlagen aufgewandten Millionen nicht allein mittelbar, sondern zum größten Teil auch unmittelbar gut verzinsen werden.

E. Meinhard.

Die Kgl. Preufsische Versuchsanstalt für Oberbau und Bettung der Eisenbahnen.

Das Verdienst der ersten Anregung für die Errichtung einer Versuchsanstalt für Oberbauanordnungen und Bettungsmaterialien gebührt dem Geheimen Baurat Schubert (Sorau). Im vorigen Jahre, kurz nach seinem Tode, ist sie nach seinen Plänen bei Oranienburg erbaut und in diesem Jahre sofort in Betrieb genommen worden[1]). Die Anstalt verfolgt in erster Linie nur praktische Ziele; ihr Zweck ist zunächst: genaue Untersuchung aller üblichen Stoßverbindungen, namentlich der neueren. Ferner soll hauptsächlich der Verschleiß am Schienenkopf bei Stößen und sodann der Einfluß der Bettungsstoffe und der Schwellenformen auf die Aenderung der Gleise in senkrechter und wagerechter Lage ermittelt werden. Die Versuchsanstalt ist dem neu errichteten Kgl. Eisenbahn-Zentralamt in Berlin unterstellt. Selbstverständlich ist es Vorschrift, darauf zu achten, daß alle für eine bestimmte Anordnung in Frage kommenden Bestandteile der Strecke von ganz gleicher Beschaffenheit sind, daß bei Vergleich der Stoßanordnungen alle zugehörigen Schwellen usw. gleichartig sein müssen.

Durch Betrieb auf Versuchsgleisen soll eine möglichste Beschleunigung der bisher in Betriebsgleisen angestellten und daher sehr langwierigen Versuche erzielt werden; über die Versuchstrecken sollen in bestimmter Zeit möglichst viele

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 670.

Achsen geführt werden. Dies bedingt also kurzes Fahrgleis, aber rasche Zugfolge.

Die einer Rennbahn ähnliche Anlage befindet sich in der kgl. Forst Neuholland 3,7 km von Bahnhof Oranienburg und ist mit der Nordbahn durch 2,7 km Anschlußgleis verbunden. Die länglich-runde Bahn hat 650 m Längen- und 400 m Querdurchmesser und ist 1756 m im ganzen lang. Der Krümmungshalbmesser ist 200 m, die Ueberhöhungsrampen haben eine Steigung von 1:300 bis 1:1000, die Geschwindigkeit soll 50 km/st betragen.

Zurzeit sind 6 verschiedene Bettungsstrecken sehr sorgfältig hergestellt: in Kleinschlägen von Granit, Basalt, Grauwacke und Fleckengrauwacke, ferner in Flußkies und Grubenkies.

Die eingebauten Schienen sind Oberbau Form 8b mit stumpfem Stoß, Oberbau Form 9d, Blattstoß mit 220 mm langen Blättern, Oberbau Becherer & Knüttel mit Schrägverblattung und Haarmannscher Starkstoßoberbau mit stumpfem Stoß. Diese vier Oberbauarten sind zu gleichen Längen auf neuen Querschwellen aus Kiefern-, Buchen-, Eichenholz und Flußeisen verlegt, der Starkstoßoberbau außerdem an den Stößen der auf Eisenschwellen verlegten Strecke mit der Haarmannschen Rippenschwelle. Die Kiefernschwellen sind teilweise verdübelt.

Diese reichhaltige Ausgestaltung der Bahn bezweckt die gründliche Erforschung des Verhaltens der einzelnen Konstruktionen bezüglich der Stöße und der Schwellen zu ihren Unterlagen; besondere Versuche über Bettungsstoffe sind späterer Zeit vorbehalten. (Für Kies und Steinschlag sind solche von Schubert auf freier Strecke bereits vorgenommen worden.)

Der Oberbau 8b ist der bekannte der Preußischen Staatsbahnen; der Normaloberbau 9d: Blattstoßoberbau, litt durch viele Brüche an den Stoßstellen und hat verschiedene Entwicklungen durchgemacht: Rüppel-Kohnscher Blattstoß, Wechselsteg-Verblattstoß, Schrägverblattung von Becherer & Knüttel mit 500 mm Länge, von einer Stoßschwelle bis zur andern reichend, so daß eine starke tragende Verlaschung entbehrlich erscheint.

Die Versuche werden sich auch auf die beste Art der Verlaschung erstrecken.

Der Starkstoßoberbau ist ebenfalls teils auf hölzernen, teils auf eisernen Schwellen verlegt. Die Haarmannschen Rippenschwellen sind nur an den Stößen eingebaut, sonst sind nur gewöhnliche eiserne Normalschwellen dazwischen verlegt worden. In den Rippenschwellen sind die Löcher für die Bolzen gebohrt, also nicht gestanzt worden. In der Mitte ist ein Entwässerungsloch angeordnet.

Zur Messung der wagerechten und senkrechten Bewegungen des Gleises sind in bestimmten Abständen Merkpunkte gesetzt worden. Die Messungen sind monatlich auf Höhenlage, Verschiebung und Wandern der Schienen vorzunehmen. Die bleibende Höhenänderung wird durch Meßkeile, die gegenseitigen Bewegungen der Schienenenden beim Befahren durch den Reitlerschen Stoßstufenmesser mit 0,01 mm Noniusablesung ermittelt. Die Abnutzung der Schienenköpfe wird durch die Meßvorrichtung von Zimmermann & Buchloh gemessen und aufgetragen und die Spurweite durch Spurmaß geprüft. Die Anzahl der gefahrenen Kilometer wird durch Zählung der Umläufe festgestellt. Die Tagewerke für Ausbesserungen und der Materialverschleiß werden genau beobachtet.

Zurzeit ist der Betrieb elektrisch mit einphasigem Wechselstrom von 25 Perioden und 6000 V Spannung. Der Strom wird durch eine oberirdische blanke Hochspannungsleitung von 3,5 km Länge vom Elektrizitätswerk am Lehnitzsee bei Oranienburg dem Schalthause der Versuchsbahn zugeführt. Durch Sicherungen geht er zum Haupt- oder Oelschalter, der nur bei größeren Betriebseinstellungen geöffnet wird. Hinter dem Oelschalter sind Meßtransformatoren eingebaut. Dann folgt ein zweiter Ausschalter mit selbsttätiger Stromunterbrechung, die bei unvorhergesehenen Betriebstörungen zu wirken hat; er ist durch Gleichstromleitung von 220 V mit dem Elektrizitätswerk verbunden.

Am selbsttätigen Stromunterbrecher wird der eine Stromzweig unmittelbar geerdet, indem er an die Gleisschiene geführt ist, während der andre an den Anlasser (einen sogen. Wasserausschalter mit Kurzschließer) geleitet ist, durch den der Strom der Oberleitung und dann durch den Bügel den Motorwagen zugeführt wird. Im Wagen gelangt der hochgespannte Strom durch die Primärwicklung des Reguliertransformators an die Ständer der Motoren und geht dann zur Erde, während den Läufern der Motoren niedrig gespannter Strom aus der Sekundärwicklung des Reguliertransformators zugeführt wird. Für die Betätigung der Steuervorrichtung sowie der Luftdruckpumpe, des Kühlventilators und der Beleuchtung wird ebenfalls niedrig gespannter Strom verwendet.

Natürlich sind beim Schalthaus und an den Wagen die nötigen Blitzableiter zum Schutz der Geräte angebracht worden. Der Betrieb erfolgt zurzeit mit nur zwei sechsachsigen Motorwagen, die früher auf der Strecke Niederschöneweide-Spindlersfeld zu Versuchen dienten. Die tägliche Betriebzeit soll sich auf volle zwanzig Stunden erstrecken. Die hierdurch erzielte Achsleistung entspricht ungefähr der gegenwärtigen Belastung der Berliner Stadtbahn, für deren Betriebsverhältnisse bei Einführung der Elektrizität als Triebkraft diese Versuche von ganz hervorragender Bedeutung sind. Die vorhandenen Triebwagen halten jedoch die verlangte Betriebzeit nicht aus; daher ist zur Beschleunigung der Versuche eine Vermehrung der Triebkraft in Aussicht genommen.

Der Versuchzug läuft linksum; er wird vom Wächter durch Bedienung des selbsttätigen Ausschalters und des Anlassers (Wasserausschalter) in Gang gesetzt.

Bei längeren Betriebsunterbrechungen (wegen Gleisarbeiten usw.) ist der Oelschalter (Hauptausschalter) zu betätigen. Zur Untersuchung nach Außerbetriebsetzung werden die Triebwagen einzeln nach einer Reinigungsgrube am Ende des Zuführgleises gefahren. Hierbei wird der Wagen mit einem Wagenführer besetzt, während die auf dem Versuchgleise laufenden Züge keine Begleitung erhalten. Zur Verminderung der einseitigen Abnutzung der Radflansche werden alle Versuchswagen nach angemessener Zeit umgewendet (d. h. sie werden mit einer Lokomotive abgeholt und durch ein Gleisdreieck über Oranienburg-Pankow-Nordbahn-Rangierbahnhof und dann nach Oranienburg zurückgefahren). Es braucht wohl nicht betont zu werden, daß alle Vorbereitungen getroffen sind, etwa erforderliche Erweiterungen schleunigst auszuführen. **Walther Kafemann.**

Die Vorarbeiten für den Bau des von St. Pauli in Hamburg nach dem gegenüberliegenden Ufer in Steinwärder **unter der Elbe** hindurchführenden **Tunnels** haben seit einiger Zeit mit der Absenkung des Fahrschachtes auf der Steinwärder-Seite begonnen[1]. Im Frühjahr 1908 gedenkt man mit den Arbeiten auf dieser Seite fertig zu werden und mit dem Vortrieb der beiden Tunnelrohre beginnen zu können. Für diese Arbeiten ist ein Zeitraum von ungefähr 2½ Jahren in Aussicht genommen. Im Frühjahr 1909 will man mit der Absenkung der Fahrschächte in St. Pauli beginnen, um rechtzeitig fertig zu sein, wenn der Tunnel bis zum rechten Elbufer vorgetrieben ist. Der Durchstich ist im Sommer 1910, die Aufnahme des Tunnelbetriebes im Frühjahr 1911 zu erwarten.

Ursprünglich war beabsichtigt, mit den Bauarbeiten auf der rechten Elbseite in St. Pauli anzufangen, da hier durch Bohrungen fest gelagerte Schichten aus Tonmergel ermittelt worden sind, wohingegen man, etwa in der Mitte des Elbbettes beginnend, bis zum Schacht in Steinwärder wasserdurchlässigen Sand, sogar teilweise Triebsand angetroffen hat, der natürlich bedeutende Schwierigkeiten verursacht. Da aber der Platz in St. Pauli durch den Umbau der Landungsbrücken bereits sehr beengt ist, mußte man notgedrungen auf dem jenseitigen Ufer beginnen.

Auf der St. Pauli-Seite soll sich die Eingangshalle zum Tunnel unter der Mitte der Navigationsschule in der Nähe des im Bau befindlichen Empfangsgebäudes der St. Pauli-Landungsbrücken erheben. Da der Tunnel unter der Elbe die Zollgrenze schneidet, sind auf der Steinwärder-Seite besondere Anlagen für die Zollabfertigung vorgesehen.

Die Fahrschächte auf beiden Ufern sind 448,5 m von Mitte zu Mitte entfernt; die beiden von hier ausgehenden eingleisigen Tunnel sollen nur in einer Richtung benutzt werden. Die Sohle der Elbe liegt rd. 5 m unter Hamburger Null, die Oberkante des Tunnels 11 m, die Unterkante 17 m. Nach den Schächten steigt der Tunnel um 1,5 m mit 1:100 an. Selbst wenn später die Elbe auf −8 m, also 13 m unter Hochwasser, vertieft werden sollte, hat die den Tunnel überlagernde Schicht noch immer 3 m Stärke, was als genügend angesehen wird, um zu verhindern, daß etwa gesunkene Schiffe die Tunnelwandungen zerdrücken. Die aus gebogenen, innen mit Beton ausgekleideten Profileisen hergestellten Tunnelrohre erhalten 6 m äußeren Durchmesser. Im Innern ist in der Mitte eine 8,2 m breite Fahrbahn für Wagen, seitlich je ein 1,25 m breiter Fußweg vorgesehen. Die Seitenwände sind senkrecht, wodurch man erreicht, daß eine große Betonmenge, die zum Beschweren des Tunnels erforderlich ist, eingebracht werden kann. Um zu verhindern, daß sich der Tunnel im Laufe der Jahre in die Höhe schiebt, wird außerdem noch Eisenballast im Gewicht von 3100 kg/m eingebaut. An

[1] Nach einem Vortrag von Stockhausen im Architekten- und Ingenieurverein zu Hamburg.



den beiden Punkten des Tunnels, wo die Steigungen beginnen, werden Pumpensümpfe eingebaut, welche das beim Reinigen des Tunnels eingeführte Wasser aufnehmen sollen; das Abwasser wird von hier durch zwei Hochdruckkreiselpumpen in die städtischen Siele gedrückt.

Die Fahrschächte auf beiden Seiten erhalten je 22 m Dmr. In jedem Schacht laufen 6 Aufzüge, von denen die mittleren vier für den Wagenverkehr, die beiden äußern für den Fußgängerverkehr bestimmt sind. Die Personenaufzüge, die einschließlich der Anfahr- und Verzögerungszeiten nur 25 sk zu einer Fahrt brauchen, laufen am raschesten; die Aufzüge für kleine Wagen sollen den Weg in 30, die für große Wagen in 35 sk zurücklegen. Bei der dem Ausschuß der Hamburger Bürgerschaft zugegangenen Vorlage ist die Zeit zum Entladen und Beladen der Wagenaufzüge reichlich mit je 1 min angenommen; als Gesamtleistung innerhalb 14 st ergeben sich hiernach 574 Fahrten. Es ist jedoch höchst wahrscheinlich, daß sich diese Zahlen bis etwa auf das Doppelte werden erhöhen lassen, wenn man erst eingefahren sein wird.

Die Aufzüge soll anfänglich ein besonderer Wärter bedienen; später denkt man namentlich die Wagenaufzüge für Selbstbedienung einzurichten. Als Notauslässe sind in jedem Schacht außerdem zwei 1,4 m breite Treppen aus Eisenkonstruktion eingebaut, die aber, weil sie je 141 Stufen haben, im gewöhnlichen Verkehr wohl nur selten benutzt werden. Die Elektromotoren und sonstigen Hülfsmaschinen zum Betrieb der Aufzüge liegen in einer Maschinenhalle in der Nähe der Einfahrt auf der St. Pauli-Seite.

Der Bauvorgang soll sich folgendermaßen abspielen: Zunächst wird eine offene Baugrube ausgeschachtet, in deren Mitte ein Gerüst für zwei Baukrane aufgestellt wird. In dieser Baugrube wird dann die Schneide des Senkkastens errichtet, worauf das Schachtmauerwerk allmählich aufgebracht wird. Wenn der Wasserandrang zu stark wird, soll der bis dahin offene Senkkasten mit einer Decke versehen und der Arbeitraum unter Druckluft gesetzt werden, worauf der Kasten weiter versenkt wird. Angesichts seiner Größe braucht man den Senkkasten nicht besonders in Ketten aufzuhängen, sondern es wird im Gegenteil noch erforderlich werden, die Decke durch Ballast zu beschweren. Nach Einsetzen der Bohrschilde wird die Schachtwandung für den Vortrieb der Tunnel durchbrochen. Die Tunnel werden dann in üblicher Weise im Schutze der Bohrschilde hergestellt werden. Um den Boden durch die vor dem Schild austretende Druckluft nicht zu sehr aufzulockern und damit die Gefahr von Durchbrüchen nach Möglichkeit einzuschränken, wird der Paralleltunnel erst in einem Abstand von etwa 100 m hinter dem ersten Tunnel vorgetrieben. Der Luftdruck in den Senkkasten wird rd. 2,4 at betragen, so daß besondere ärztliche Maßnahmen nötig sind, um die Arbeiter vor Schaden an ihrer Gesundheit zu bewahren. Bei den unter Druckluft auszuführenden Arbeiten sollen rd. 240 Arbeiter in drei Schichten beschäftigt werden.

Der Bau des gesamten Werkes einschließlich der Einfahrthallen und der Aufzüge ist für 9808000 *M* an Philipp Holzmann & Co. vergeben worden.

Man hat einen neuen **Erfinder des Telephons** entdeckt, den man zunächst wohl als den »ersten« wird bezeichnen müssen, bis man vielleicht findet, daß auch noch einige Jahre vor ihm irgend ein andrer dieselben Ideen gehabt hat. Diesmal ist es Frankreich, das Anspruch darauf macht, den Erfinder des Telephons sein eigen zu nennen.

Charles Bourseul hat sich als junger Telegraphenbeamter der Französischen Post bereits 1849 in Paris mit der Lautübertragung auf elektrischem Wege beschäftigt. Es gelang ihm aber nicht, seine vorgesetzte Behörde von der Brauchbarkeit seiner Erfindung zu überzeugen, und deshalb entschloß er sich einige Jahre später, sie wenigstens zu veröffentlichen. Am 26. August 1854 erschien in der »Illustration de Paris« ein Aufsatz, betitelt: Téléphonie électricale, in dessen Ueberschrift auch zum erstenmal das Wort Telephonie im heutigen Sinne verwendet zu sein scheint. Es heißt darin unter anderm: »Wenn jemand gegen eine Platte spricht, die beweglich genug ist, keine Schwingung der Stimme verloren gehen zu lassen, und wenn durch die Schwingungen der Platte der Strom einer Batterie abwechselnd geöffnet und geschlossen wird, so ist es möglich, eine zweite in den Strom eingeschaltete Platte in gewisser Entfernung zu gleicher Zeit genau dieselben Schwingungen ausführen zu lassen........ Es ist sicher, daß in einer näheren oder ferneren Zukunft die Sprache durch Elektrizität wird übertragen werden können. Ich habe Versuche in dieser Richtung angestellt; sie sind schwierig und erfordern Zeit und Geduld, aber die erlangten Ergebnisse versprechen einen günstigen Ausgang.«

Andre Blätter übernahmen die Ausführungen Bourseuls, und auch in Frankfurt a. M. berichtete die Zeitschrift »Didaskalia« am 28. September 1854 über Bourseuls Erfindung; in einem 1854 zuerst erschienenen Werk von Th. du Moncel: Exposé des applications de l'électricité, wurde Bourseuls Telephon beschrieben.

Die Literatur hat also von der Erfindung Kenntnis genommen, aber damit war es auch zu Ende. Das praktische Bedürfnis, das allein ein geeigneter Nährboden für große Erfindungen ist, war offenbar nicht in genügendem Maße vorhanden, und so gelang es dem französischen Telegraphenbeamten nicht, seiner bedeutungsvollen Erfindung Eingang zu verschaffen. Von einer sehr bescheidenen kleinen Beamtenpension mußte er, dessen glücklichere Nachfolger große Reichtümer erwerben konnten, sein Leben fristen.

Vor wenigen Jahren suchte Bourseul noch einmal beim französischen Generalpostmeister Mougeot seine Verdienste um die Telephonie klarzustellen. Man hatte ihn dort aber auch so vollständig vergessen, daß man ihn, als er sich als »inventeur du téléphone« anmeldete, für harmlos verrückt hielt. Später erhielt er allerdings Genugtuung hierfür. Mougeot ließ Nachforschungen anstellen, die zu seiner eigenen höchsten Ueberraschung ergaben, wie berechtigt Bourseuls Anspruch war. Als Anerkennung erhöhte man seine Pension um 3000 frs. Vor wenigen Wochen ist Bourseul gestorben. Jetzt beabsichtigt man in Paris, ihm ein Denkmal zu setzen.

Nicht besser erging es dem deutschen Lehrer **Philipp Reis** in Friedrichsdorf bei Hamburg, der sich seit 1852 damit beschäftigte, Töne in gewisser Entfernung mit Hülfe des elektrischen Stromes wiederzugeben. Seine Einrichtung, die er auch schon als »Telephon« bezeichnete, führte er am 26. Oktober 1861 im Physikalischen Verein zu Frankfurt a. M. zuerst öffentlich vor. Die Einrichtung gab Musikstücke deutlich und gut wieder, eignete sich aber weniger für die menschliche Stimme. Die vollendetste Form, die Reis seinem Telephon gab, stammt aus dem Jahr 1863. Reis starb arm und verlassen am 14. Januar 1874; nachher hat ihm seine Vaterstadt Gelnhausen als dem Erfinder des Telephons ein schönes Denkmal gesetzt.

Die Geschichte unsres heutigen Telephons beginnt dann in den 70er Jahren mit **Alexander Graham Bell** und **Elisha Gray**, die unabhängig voneinander gleichzeitig im Februar 1876 Patente auf Telephoneinrichtungen erhielten. Der erste Hand-Fernsprecher von Bell wurde im Mai 1877 bekannt.

Außerordentlich leistungsfähige **elektrische Kraftanlagen** werden in Brasilien zur Versorgung **von Rio de Janeiro** mit Strom für Licht, Kraft und Straßenbahnen geschaffen, und zwar von der Rio de Janeiro Tramway, Light and Power Co. in Toronto. Insbesondere das im Bau befindliche Wasserkraftwerk am Rio das Lages ist für das der technischen Kultur verhältnismäßig noch wenig erschlossene Land ein bedeutsamer Fortschritt. Das Kraftwerk wird ein durch Talsperre, Tunnel und Rohrleitungen geschaffenes Gefälle von 306 m ausnutzen und zunächst für eine Leistung von rd. 50000 PS ausgebaut. Durch die 34 m hohe Talsperre wird der Rio das Lages auf eine Strecke von rd 25 km aufgestaut und ein Staubecken von 220 Millionen cbm geschaffen, das einen Ausbau des Werkes bis auf 120000 PS gestattet. Das Oberwasser wird vom Staubecken in zwei je rd. 1800 m langen Rohrleitungen von 2430 mm innerem Durchmesser zu einem etwa 600 m vom Kraftwerk entfernten Wasserschloß geführt. Auf dieser Strecke sind drei kleine Bergrücken in Tunneln von 100 bis 450 m Länge zu durchfahren. Vom Wasserschloß an, wo Druckausgleichrohre aufgestellt sind, strömt das Wasser durch sechs 915 mm weite Rohre zum Werk, und jedes der kleineren Rohre dient zum Speisen einer der sechs Turbinen von je 8700 PS Leistung. Die 250 Uml./min machenden Turbinen (Peltonräder) haben eine senkrechte Welle, mit der der zugehörige Drehstromerzeuger von 6000 V unmittelbar gekuppelt ist. Die Entfernung des Kraftwerkes von Rio de Janeiro beträgt über 80 km; die Spannung für die Fernleitung wird deshalb zunächst auf 40000 V erhöht, womit man für eine Leistung von 20000 KW auskommen kann. Die aufgestellten Transformatoren sind indessen derart gewickelt, daß man ihr Uebersetzungsverhältnis durch Umschalten auf 60000 oder 80000 V erhöhen kann, wenn eine zukünftige Vermehrung der übertragenen Leistung dies erforderlich macht. In Rio selbst wird ein Verteilwerk mit 6×3 Einphasentransformatoren von je 1700 KW Leistung, drei 800 KW-Zweimaschinenumformern und zwei 600 KW-Gasdynamos eingerichtet. Um den Strom für den Bau der großen Anlagen zu liefern und den dringendsten Strombedarf in Rio de Janeiro schon jetzt decken zu können, ist vorläufig ein Aushülfswerk von 3400 PS Turbinenleistung am Rio das Lages errichtet worden, das über ein durch Rohrleitungen geschaffenes Gefälle von rd. 25 m verfügt. (The Engineer 25. Oktober 1907)

Aus dem Bericht über die diesjährige Generalversammlung des Schweizerischen elektrotechnischen Vereines sind einige Mitteilungen von Prof. Dr. Wyßling über die Arbeiten der **Studienkommission für elektrischen Bahnbetrieb in der Schweiz** bemerkenswert. Wenn die Arbeiten dieses Ausschusses ihrem Abschluß auch noch ziemlich fern sind, so haben die Untersuchungen einiger Unterausschüsse doch einzelne Punkte soweit geklärt, daß die Ergebnisse von den Fachkreisen beachtet werden sollten. Insbesondere betrifft dies die Frage der Rückgewinnung elektrischer Energie bei Fahrt im Gefälle, die von der Kommission als praktisch sehr schwer durchführbar angesehen wird, ebenso wie auf eine Ausnutzung der lebendigen Kraft des Zuges als Puffer für die Krafterzeugungsstelle mit den heutigen Mitteln verzichtet werden muß. Hinsichtlich der Stromzuleitungen bevorzugt man im Gegensatz zu den Erfahrungen in Nordamerika und Deutschland die dritte Schiene. Das ist aber schon deswegen hinfällig, weil man mit der dritten Schiene, wie auch von der Kommission anerkannt wird, über eine Spannung von 800 V nicht hinausgehen kann. Als günstige Spannungen werden sonst angesehen: 3000 V für Gleichstrom mit Oberleitung bei 1500 V höchster Spannung für jeden Kollektor, 5000 V für Drehstrom mit 2 Fahrdrähten und 15000 V für einphasigen Wechselstrom mit einem Fahrdraht. Hinsichtlich der Periodenzahl bei Wechselstrombahnen ist man noch zu keinem abgeschlossenen Urteil gekommen und wird in Kostenvoranschlägen, die für Einführung des elektrischen Betriebes auf der Gotthardbahn und einem Kreis der Bundesbahnen als Beispiele aufgestellt werden sollen, 15 und 25 Per./sk nebeneinander zugrunde legen. Die Arbeiten des mit den Kostenvoranschlägen beschäftigten Unterausschusses sollen nicht vor Mitte nächsten Jahres abgeschlossen werden können. (Schweizerische Bauzeitung 26. Oktober 1907)

Im Gegensatz zu Gerüchten über ein Versagen des elektrischen Betriebes der Züge durch den Simplontunnel, die vor einiger Zeit in englischen und amerikanischen Fachzeitschriften mitgeteilt, von den schweizerischen Firmen aber lebhaft bestritten worden sind, steht die Nachricht, daß jüngst eine der **neuen** von der A.-G. Brown, Boveri & Cie. zu liefernden **elektrischen Lokomotiven für den Simplontunnel** abgenommen und in Betrieb gestellt worden ist. Sie weist gegenüber den alten meist von der Valtellinabahn übernommenen Lokomotiven verschiedene Neuerungen auf. Sämtliche vier Achsen sind jetzt Treibachsen, so daß das Reibungsgewicht gleich dem 66 t betragenden Gesamtgewicht geworden ist, und die äußeren Achsen erlauben eine beschränkte Drehung und Seitenverschiebung gegen die Rahmenachse. In der Mitte des Lokomotivrahmens sind zwei Drehstrommotoren für 3000 V und 16 Per./sk aufgehängt, die die Achsen durch Kurbel- und Kuppelstangen antreiben. Die Rotoren haben Kurzschlußwicklung und die Statoren zwei Wicklungen, die je auf halbe Polzahl umgeschaltet werden können, so daß im Dauerbetrieb mit vier Geschwindigkeitsstufen gefahren werden kann. Das Drehmoment ist soweit gesteigert worden, daß man bei den Abnahmeversuchen mit 450 t Zuggewicht anfahren konnte. (Schweizerische Bauzeitung 26. Oktober 1907)

Im Jahre 1906 sind 29 **Unfälle im elektrischen Betrieb auf den Berkwerken Preufsens** vorgekommen. Davon sind elf tödlich verlaufen, sechs verursachten schwerere und die übrigen zwölf leichtere Verletzungen. Die tödlichen Unfälle ereigneten sich in Wechselstromanlagen bei Spannungen von 5000 V bis herunter zu 110 V. Im letzteren Fall verursachte ein beim Kesselreinigen beschäftigter Arbeiter ohne eigene Schuld durch eine schlecht zusammengebaute Handglühlampe Stromschluß. In einem anderen Falle, der sich bei einer 5000 V-Anlage ereignete, ist die Ursache auf einen Isolationsfehler an einem Kabel zurückzuführen. Dadurch entstand beim Einsetzen eines Trennschalters eine starke Funkenstrecke, die den bedienenden Obermonteur blendete, sodaß er vor Schreck eine blanke Leitung berührte. Auch hier ist dem Verunglückten keine eigene Schuld nachzuweisen; wohl aber trifft dies zu bei den übrigen neun Todesfällen, von denen außer Monteuren und Betriebsarbeitern auch Maurer, Maler und Dachdecker betroffen worden sind. In allen diesen Fällen haben mehr oder minder grobe Unvorsichtigkeit und Leichtsinn den Unfall verschuldet. (Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen 1907 Heft 3.)

Eine neue **Bergpolizeiverordnung für die Steinkohlenbergwerke im Verwaltungsbezirk** des Oberbergamtes zu **Bonn**, die auch vieles Wichtige für die mit der Anlage von Wasserhaltungen, Fördereinrichtungen und Wetterführungen beschäftigten Ingenieure enthält, ist am 1. Mai 1907 erlassen worden und im 3. Heft des Jahrganges 1907 der amtlichen Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preußen abgedruckt.

Unter den Anlagen für **drahtlose Telegraphie**, die von der Telefunken-Gesellschaft[1], Berlin, angelegt sind, ist eine zurzeit in **Peru** im Bau befindliche Verbindungslinie besonders bemerkenswert. Sie ist dazu bestimmt, den telegraphischen Verkehr zwischen Lima und der Hauptstadt Iquitos einer durch die Kordilleren vom Küstenlande getrennten Provinz herzustellen. Eine früher versuchte Telegraphendrahtleitung hat sich nicht durchführen lassen, weil der Bau im sumpfigen und unzugänglichen Urwald unmöglich war. Die Arbeiten der Telefunken-Gesellschaft sind heute soweit gefördert, daß Telegramme von jenseits der Kordilleren nach Lima gelangt sind; es bleiben aber noch etwa 800 km bis zur Stadt Iquitos zu überbrücken.

Die auf den preußischen Staatsbahnen mit **Eilgüterzügen mit durchlaufender Bremse** gemachten günstigen Erfahrungen haben Veranlassung dazu gegeben, daß nunmehr eine weitere Anzahl von Güterwagen mit Bremsen und Bremsleitungen versehen wird. Bei den bisher mit durchlaufenden Bremsen gefahrenen Eilgüterzügen hat sich herausgestellt, daß die Betriebsicherheit größer und die Abfertigung der Züge pünktlicher geworden ist; dazu kommt, daß man weniger Zugbeamte braucht.

Mit unermüdlichem Eifer sind die Franzosen bemüht, eine brauchbare dynamische Flugmaschine herzustellen. Nach zahlreichen Mißerfolgen verschiedener Erfinder in den letzten Jahren hat vor einigen Wochen **Henri Farman** mit einem von ihm gebauten **Zellenflieger** mehrere erfolgreiche Fahrten unternommen, nach denen er, was besonders hervorgehoben werden muß, glatt gelandet ist, ohne die Flugmaschine zu beschädigen. Bei seinem längsten Flug wurde eine Strecke von 771 m in 6 m Höhe zurückgelegt.

Die im nordöstlichen Norwegen unmittelbar an der russischen Grenze **am Varanger-Fjord** gelegenen **Eisenerzlager** sollen in nächster Zeit erschlossen werden. Das Vorkommen erstreckt sich hier über ein Gebiet von rd. 1100 qkm. Der Abbau bietet keine Schwierigkeiten, da die Erze nahezu zutage liegen. Der Eisengehalt ist allerdings im Gegensatz zu den schwedischen Erzen gering und beträgt nur rd. 35 vH; dagegen enthalten die Erze nur 0,005 vH Phosphor und 0,06 vH Schwefel. Infolge des geringen Eisengehaltes sollen die Erze zunächst magnetisch aufbereitet und dann nach einem Verfahren von Gröndahl zu Ziegeln verarbeitet werden. In der Nähe der Lagerstätten am Harlfos steht eine Wasserkraft von rd. 40000 PS zur Verfügung, so daß genügend Kraft zum Betrieb der Aufbereitanlage vorhanden ist. (Engineering 1. November 1907)

Der **elektrische Betrieb auf der Rochester-Strecke der Erie-Bahn** ist am 18. Juni d. J. eröffnet worden. Die rd. 55 km lange Strecke von Jersey City nach Greenwood-Lake dient dem leichten Personenverkehr und wird mit einfachem Wechselstrom von 11000 V und 25 Per./sk betrieben[2]).

Wie die Zeitschrift Engineer berichtet, sind die **Reparaturkosten** bei dem englischen **Turbinenkreuzer »Amethyst«**, der nach längerem Betriebe gedockt wurde, bedeutend geringer als bei den mit Kolbenmaschinen versehenen Schwesterschiffen derselben Klasse.

Die von Dr. Martin Kallmann schon für Prüf- und Eichzwecke ausgebildeten **veränderlichen Eisenwiderstände** (Variatoren)[3]) werden jetzt auch **zum Anlassen und zum selbsttätigen** schnellen und doch sanften **Bremsen von Elektromotoren** in verschiedenen Anordnungen verwendet[4]). Die Eisenwiderstände erhitzen sich beim Anschluß an den auslaufenden Motor durch die Stromwärme bis zur Rotglut, erhöhen dabei ihren Widerstand augenblicklich auf das Fünf- bis Zehnfache und kühlen sich mit schnell fallender Ankerspannung plötzlich wieder ab, wobei ihr Widerstand im gleichen Maße wie die Umlaufzahl des Motors nahezu auf null herabsinkt.

Die Ergebnisse der **Probefahrten des Cunard-Schnelldampfers »Mauretania«** sind noch etwas günstiger als bei

[1]) s. Z. 1907 S. 599. [2]) s. Z. 1907 S. 438.
[3]) Z. 1906 S. 545.
[4]) Elektrotechnische Zeitschrift 1907 S. 495 und 518.



dem Schwesterschiff »Lusitania«[1]). Während einer 48stündigen Fahrt, bei welcher die Strecke zwischen Corswall Point-Leuchtfeuer in Schottland und Longship-Leuchtfeuer in Corswall viermal durchlaufen wurde, erreichte »Mauretania« eine mittlere Geschwindigkeit von 26,04 Knoten. Die größte durchschnittliche Geschwindigkeit wurde auf der dritten südlichen Fahrt während rd. 300 Seemeilen mit 27,36 Knoten gemessen.

Einen **wirtschaftlichen Vortragskursus**, der sich, ähnlich wie derjenige in Hannover[2]), über die erste Hälfte des Winterhalbjahres erstreckt, veranstaltet der Bayerische Bezirksverein zu **München**. Es werden dabei vortragen: Hr. Prof. Dr. Ph. Stein, Frankfurt a. M.: Arbeiterkunde und Gewerkschaftswesen (15. und 22. Nov.); Dr. Heubach, Reg.-Rat im Kgl. bayer. Verkehrsministerium: Ueberblick über die politische Oekonomie des Verkehrswesens (26. Nov., 3., 10., 17. und 20. Dez.); Prof. Dr.-Ing. G. Schlesinger, Charlottenburg: Die Entwicklung der Werkzeugmaschine und ihr wirtschaftlicher Einfluß (6. Dez.). Die Vorträge finden in der Baugewerkschule zu München, der letztgenannte im Kunstgewerbehaus statt und beginnen um 8 Uhr abends; die beiden Vorträge von Stein sind doppelstündig, die übrigen einstündig geplant. Die Teilnehmergebühr ist für die Mitglieder des V. d. I. und der befreundeten technisch-wissenschaftlichen Vereine auf 6 ℳ, für Studierende auf 3 ℳ, für Außenstehende auf 10 ℳ festgesetzt. Anmeldungen sind zu richten an die Polytechnische Buchhandlung Ludwig Fritsch, München, Theresienstr. 54.

In dem von uns schon erwähnten — s. Z. 1907 S. 1721 — Runderlaß des preußischen Justizministers vom 11. Oktober d. J., in dem hauptsächlich Fragen des **gewerblichen Rechtsschutzes** behandelt werden, lauten die Ausführungen zur Gebührenfrage folgendermaßen:

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1323 und 1362.
[2]) Z. 1907 S. 1763.

»Eine Hauptschwierigkeit für die Auffindung und Vernehmung geeigneter Sachverständiger bildet endlich die Gebührenfrage. Wegen der Revision der Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige vom 30. Juni 1878 in der Fassung vom 20. Mai 1898 schweben zwar zurzeit Erwägungen; indessen dürfte es sich empfehlen, daß die Gerichte auch schon jetzt mehr als bisher die Mittel anwenden, die ihnen das geltende Recht an die Hand gibt, um berechtigten Wünschen der Interessenten entgegenzukommen. Es käme in Frage, ob nicht die Gerichte — unter voller Wahrung der finanziellen Rücksichten —, soweit eine Vereinbarung über die Gebühren nicht stattfinden kann, Anlaß finden möchten, häufiger von der Bestimmung des § 4 des Gesetzes Gebrauch zu machen und namentlich auch die auf das Aktenstudium verwendete Zeit dem Sachverständigen zu vergüten. Da nach der Bestimmung des § 4 dem Sachverständigen bei schwierigen Untersuchungen und Sachprüfungen eine Vergütung »nach dem üblichen Preise« auf Verlangen zugebilligt werden kann, dürfte es möglich sein, in Zivilsachen nach Anhörung der Parteien das Honorar des Sachverständigen festzustellen, ohne von ihm eine bis ins einzelne gehende Berechnung zu verlangen, wie sie mit Rücksicht auf die wissenschaftliche und soziale Stellung der Sachverständigen meist als ebenso lästig wie unangemessen empfunden wird. So geht z. B. auch der Beschluß des Oberlandesgerichtes Hamburg vom 24. Oktober 1905 (Rechtsprechung der Oberlandesgerichte Bd. 11 S. 345) von dem Satze aus, daß es bei Anwendung des § 4 darauf ankommt, wie hoch nach den verkehrsüblichen Anschauungen die Zeit des Sachverständigen in Geld zu bewerten ist.«

Diese Ausführungen entsprechen erfreulicherweise den Anregungen, die der Verein deutscher Ingenieure und der Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine durch ihre gemeinsame Eingabe vom 4. Oktober 1904 an den Staatssekretär des Reichsjuztizamtes — s. Z. 1904 S. 1164 — gegeben haben; hoffentlich wird es nun auch bei den vom Justizminister in Gang gesetzten Erwägungen wegen Revision der Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige gelingen, die berechtigten Wünsche der Ingenieure und Architekten zur Geltung zu bringen.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Neuerungen an Großgasmaschinen.

In Z. 1907 S. 1307, linke Spalte, letzter Absatz, wird von Hrn. Dr.-Ing. von Handorff behauptet, daß die Einwirkung des Reglers bei Zweitaktmaschinen später in Wirkung trete als bei doppeltwirkenden Viertaktmaschinen. Dies trifft nicht zu für die Körtingsche Regulierungs- und Pumpenanordnung nach den Patenten Nr. 138381, Anspruch 4, und Nr. 156092 bezw. der vereinfachten Ausführung, wie sie von der Siegener Maschinenbau-A.-G. angewendet wird, nämlich mit einfachem schrägschlitzigem Saugschieber und Druckventilen. Der Saugschieber dieser Gaspumpen hat schräge Steuerkanten und wird nach Art des bekannten Rider-Schiebers vom Regulator verdreht; der Schluß der Saugöffnungen erfolgt erst im Verlauf des Kompressionshubes früher oder später je nach der vom Regulator eingestellten Lage der Steuerkanten. Erst nach Schluß der Steuerkanten kann die Gaspumpe durch die selbsttätigen Druckventile in den Kanal zum Einlaßventil fördern. Der Regulator ist somit imstande, noch während der Ladeperiode regelnd einzugreifen, genau so gut und unter Umständen noch besser als bei der auf S. 1314 Fig. 24 beschriebenen Abschnappsteuerung der doppeltwirkenden Viertaktmaschine.

Wenn das Abschnappen des Gasschiebers bei der Steuerung nach Fig. 24 erfolgt ist, muß die dieser Regulatorstellung entsprechende Gasmenge in die Maschine gelangen, ein späteres Eingreifen des Regulators ist ausgeschlossen; während bei der Körtingschen Regulierung der Zweitaktmaschine der Regulator, falls er noch während der Ladeperiode das Stellzeug genügend verschiebt, den Saugschieber soweit verdrehen kann, daß die Steuerkante nochmals öffnen und Gas zurückströmen kann. Hieraus folgt, daß die Körtingsche Regulierung der Zweitaktmaschinen sogar der beschriebenen Regulierung der Viertaktmaschinen überlegen ist.

Anders verhält sich natürlich die Drosselregulierung am Saugstutzen der Gaspumpe bei Zweitaktmaschinen, wie sie bei der Maschine von Pokorny & Wittekind in Fig. 13 dargestellt ist. Hier erfolgt die Abmessung der jeweilig benötigten Gasmenge beim Saughub der Pumpe, so daß beim nachfolgenden Druckhub bezw. der Ladeperiode der Maschine keine Einwirkung des Regulators mehr erfolgen kann.

Auf S. 1308 wird behauptet, daß bei den doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen von Pokorny & Wittekind die Ladearbeit durch möglichste Verlängerung der Ladezeit verringert worden sei, und es wird in Fig. 2 ein Körtingsches Steuerungsschema mit 75° Kurbeldrehung für die Einlaßventilöffnung in Fig. 3 einem Steuerungsschema von Pokorny & Wittekind mit 90° Kurbeldrehung gegenübergestellt. Hierauf muß bemerkt werden, daß das als Körtingsches Diagramm angeführte wohl einer der ersten gebauten Maschinen angehört hat, jedoch jetzt durchaus nicht mehr zutrifft; denn es sind schon im Jahr 1904 Steuerungen mit 100° Einlaßwinkel ausgeführt, mithin also noch günstigere Verhältnisse gegeben, als die Maschine von Pokorny & Wittekind aufweist. Auch die lange Auspuffzeit und die allmählich sich öffnenden Auspuffschlitze sind längst von uns und unsern Lizenznehmern in weitestgehendem Maß ausprobiert und ausgeführt, so daß man schon lange mit den günstigsten Verhältnissen zu konstruieren weiß, wie dies auch die angezogenen Veröffentlichungen bezüglich der Ladearbeit von der Siegener Maschinenbau-A.-G. und von Gebr. Klein, Dahlbruch, dartun.

Hr. von Handorff schreibt einen wesentlichen Anteil an der Verminderung der Pumpenarbeit der Injektorwirkung zu. Er scheint hierbei der irrigen Meinung zu sein, daß es möglich wäre, durch eine Luftstrahlpumpe eine Gasförderung mit hohem Nutzeffekt zu erreichen. Jeder sorgfältige Versuch, den er hierüber macht, wird ihn ohne weiteres belehren, daß der Nutzeffekt eines solchen Strahlapparates sehr gering ist. Liegt die Möglichkeit vor, das Treib- und Druckdüsensystem des Apparates so auszubilden, daß ein möglichst günstiger Nutzeffekt erreicht wird, so beträgt dieser im Maximum 20 vH, eine Zahl, die mit der primitiven Ausführung des in Fig. 9 angegebenen Injektors nicht zu erreichen ist. Die von Hrn. von Handorff erwähnten Versuche, daß Luft, die mit einem Ueberdruck von 0,2 bis 0,7 at ununterbrochen ausströmt, eine Gasmenge ansaugen kann, die mindestens doppelt so groß ist wie die gleichzeitig ausströmende Luftmenge, beweisen gar nichts für den wirklichen Nutzeffekt des Luftstrahlapparates; denn es kommt nicht auf die angesaugte Gasmenge an, sondern darauf, ob die Förderung dieses Gases mit geringerem

Kraftaufwand durch den Injektor erreicht wird als durch eine direkt fördernde Gaspumpe. Das wäre aber auch dann ausgeschlossen, wenn der Nutzeffekt des Strahlinjektors nicht so gering wäre. Der Irrtum liegt auch nicht so sehr in der Annahme einer besonders günstigen Wirkungsweise des Luftstrahlinjektors, als in der Annahme, daß durch Einschaltung eines Sekundärapparates (des Injektors) der Arbeitsaufwand der Primärmaschine (der Luftpumpe) für eine bestimmte Leistung verringert würde. Da die Luftpumpe die Gasmenge bei Injektorwirkung mitzufördern hat, so hat sie den Arbeitsaufwand für die Gasförderung unter allen Umständen mit zu leisten, und die Kombination würde nur in dem Falle gleich ökonomisch sein wie die Anordnung einer besondern Gaspumpe (von gleichem Nutzeffekt wie die Luftpumpe), wenn durch den Strahlinjektor kein Verlust entstände, d. h. wenn er mit 100 vH Nutzeffekt arbeitete. In diesem Falle würde die Kombination erst gleich gut, nicht besser, als bei Anordnung einer Gaspumpe arbeiten. Hierzu kommt, daß bei der Injektorwirkung etwaige Druckschwankungen im Gase von großem Einfluß auf die Gemischbildung sind, die daher bei der Unmöglichkeit, solche Schwankungen zu vermeiden, sehr labil wird. Aus den von Hrn. von Handorff mitgeteilten Versuchen geht die Tatsache ohne weiteres hervor; denn er gibt an, daß bei der geringen Druckerhöhung des Gases von 100 mm die angesaugte Gasmenge um 50 vH gestiegen ist. Kein Wunder, wenn Pokorny & Wittekind zur Vermeidung dieser Uebelstände wieder zur Gaspumpe zurückgekehrt sind, und zwar unter Anordnung einer Drosselklappe im Saugrohr, so daß damit die Körtingsche Ladeweise wieder hergestellt ist. Die Pumpe hat auch Saug- und Druckorgane, nämlich Saugschlitze, die vom Kolben selbst gesteuert werden, und gesteuerte Druckschieber, die in diesem Falle von der Pumpe etwas weggerückt am Einlaßventil der Maschine sich befinden.

Unsre Lizenznehmerin, die Siegener Maschinenbau-A.-G., wird in Kürze Diagramme von ausgeführten Zweitaktmaschinen veröffentlichen, die den Beweis dafür erbringen werden, daß die Pumpenarbeit außerordentlich gering ist.

Körtingsdorf, den 24. September 1907.

Gebr. Körting, Aktiengesellschaft.

Geehrte Redaktion!

Die Regelung und Pumpenanordnung nach Patenten Nr. 138381 und 156092 sowie die Ausführungsform der Siegener Maschinenbau-A.-G. waren mir bei Abfassung meines Aufsatzes sehr wohl bekannt. Ich vermag jedoch nicht anzuerkennen, daß bei diesen Ausführungsformen die Regelung sich in gleich vollkommener Weise vollzieht wie bei modernen, doppeltwirkenden Viertaktmaschinen. Das Wesen der Körtingschen Reguliermethode besteht darin, daß die Regelung der Maschine durch die Gaspumpe erfolgt, indem der Regulator die Füllungen der Gaspumpe verändert. Es ist nun für die Regelung offenbar günstiger, wenn der Regulator die Füllungen der Gaspumpe während des Druckhubes einstellt, als wenn er nur während des Saughubes einzuwirken vermag. Maßgebend für den Vergleich der Körtingschen Reguliermethode mit den bei modernen Viertaktmaschinen üblichen Regelungen ist jedoch lediglich der Umstand, daß bei der Körting-Maschine das vom Regulator betätigte Regelungsorgan einige Meter vom Einlaßventil des Arbeitzylinders entfernt, nämlich vor der Gaspumpe, angeordnet ist, während es bei den doppeltwirkenden Viertaktmaschinen unmittelbar vor dem Einlaßventil der Maschine sitzt. Würde man denn die Regelung einer Viertaktmaschine — abgesehen von etwa sonst vorliegenden Mängeln — als vollkommen bezeichnen können, wenn die Regelungsorgane 4 bis 5 m vom Einlaßventil entfernt angeordnet wären?

Wenn gesagt wird, daß bei der Ausführungsform der Siegener Maschinenbau-A.-G. der Regulator imstande sei, auch während der Ladeperiode noch regelnd einzugreifen — durch nochmaliges Oeffnen des Saugschiebers —, so ist das theoretisch zwar richtig, aber in der Praxis wird dieser Fall wohl kaum jemals eintreten.

Uebrigens möchte ich hier bemerken, daß Pokorny & Wittekind die Drosselregulierung am Saugstutzen der Gaspumpe inzwischen gänzlich aufgegeben haben und auch solche Maschinen, die zum Antrieb von Gebläsen und dergl. dienen, nur noch durch ein besonderes, vor dem Einlaßventil der Maschine angeordnetes Gasventil regeln, nach Art der in Fig. 21 meines Aufsatzes dargestellten Ausführungsform.

Das in Fig. 2 meines Aufsatzes dargestellte Steuerungsschema der Körting-Maschine ist aus »Stahl und Eisen« 1904 S. 1302 entnommen. Andre Veröffentlichungen über diesen Gegenstand liegen meines Wissens nicht vor, und es war mir auch nicht bekannt, daß Gebr. Körting bezw. deren Lizenznehmer inzwischen ebenfalls zu der Erkenntnis gelangt sind, daß eine Verlängerung der Ladezeit vorteilhaft ist. Wenn aber gesagt wird, daß bereits bei Körting-Maschinen Steuerungen mit 100° Einlaßwinkel ausgeführt und mithin noch günstigere Verhältnisse gegeben seien als bei der Pokorny & Wittekind-Maschine, so möchte ich darauf erwidern, daß die von mir beschriebene Form der Auslaßöffnungen für jeden beliebigen Einlaßwinkel ausführbar ist und die Vorteile derselben stets vorhanden sind. Ich bin jedoch der Ansicht, daß Uebertreibungen in diesem Punkte mehr Nachteile als Vorteile bringen. Der Behauptung der Firma Körting, daß die allmählich sich öffnenden Auspuffschlitze von ihr und ihren Lizenznehmern längst ausgeführt und ausprobiert seien, stelle ich die Tatsache entgegen, daß im Jahr 1905 die Firma Körting sich ohne Erfolg bemüht hat, die Erteilung eines Patentes auf die in Fig. 4 dargestellte Form der Auspuffschlitze zu verhindern.

Wenn die Firma Körting meine Kenntnisse inbezug auf den Wirkungsgrad von Strahlapparaten sehr gering einschätzt, so kann ich darüber, weil nicht zur Sache gehörig, hinweggehen. Auf die weiteren Ausführungen über die Injektorwirkung habe ich jedoch zu erwidern, daß die Darlegungen der Firma Körting ganz richtig wären, wenn bei den von mir beschriebenen Maschinen eine besondere Luftpumpe angeordnet wäre, die nur dazu diente, mittels Injektorwirkung das Gas anzusaugen und in den Arbeitzylinder zu fördern. Da aber diese Annahme irrig ist, so sind auch alle Schlußfolgerungen und Behauptungen der Firma Körting für den vorliegenden Fall unzutreffend. Das Wesen der von mir beschriebenen Neuerung liegt doch darin, daß die von der vorhandenen Luftpumpe geförderte Luft, die notwendigerweise mit einem gewissen Ueberdruck der Maschine zugeführt werden muß, auch noch dazu benutzt wird, das Gas mittels Injektorwirkung anzusaugen. Dies ist auf S. 1308 meines Aufsatzes (rechte Spalte, unten) klar ausgedrückt. Es war daher auch bei den Versuchen nur festzustellen, ob die Möglichkeit vorlag, bei dem gegebenen Druck der Luft eine genügende Menge Gas anzusaugen. Auf den Nutzeffekt der Injektorwirkung kommt es dabei gar nicht an, da es sich ja um einen reinen Gewinn handelt. Wenn die Behauptungen der Firma Körting richtig wären, dann hätte ja die Ladearbeit bei diesem Ladeverfahren bedeutend größer sein müssen als bei der Körting-Maschine. Tatsächlich betrug sie aber nur 7 vH der indizierten Bruttoleistung. Das wurde bereits im Jahr 1905 festgestellt. Damals war nichts darüber bekannt, daß es auch der Firma Körting oder vielmehr deren Lizenznehmern gelungen sei, die Ladearbeit zu vermindern; es lagen nur die in meinem Aufsatz erwähnten Veröffentlichungen vor, denen zufolge die Ladearbeit der Körting-Maschine wesentlich mehr beträgt als 7 vH.

Durch den Anbau der Gaspumpe soll nach Ansicht der Firma Körting die Körtingsche Ladeweise wieder hergestellt sein und der einzige Unterschied nur darin bestehen, daß das Druckorgan der Gaspumpe »etwas weggerückt« am Einlaßventil der Maschine sich befinde. Demgegenüber möchte ich bemerken, daß, abgesehen von allen andern, dieser als geringfügig erachtete Unterschied von ganz wesentlicher Bedeutung ist. Denn dieses Druckorgan ist bei der neueren Ausführung zugleich als Regelungsorgan ausgebildet, und die Regelung der Maschine erfolgt daher unmittelbar am Einlaßventil des Arbeitzylinders und nicht, wie bei der Körting-Maschine, am Saugorgan der Gaspumpe.

Der Zweck meines Aufsatzes war, ein Bild zu geben von den Bestrebungen meiner Firma, die Zweitaktmaschine zu verbessern. Dabei habe ich, im Interesse der Allgemeinheit, ebensowohl die Mißerfolge wie die Erfolge dieser Bestrebungen erwähnt. An keiner Stelle aber habe ich behauptet, daß es nicht möglich sei, die Ladearbeit bei der Körting-Maschine zu vermindern, sondern ich habe im Gegenteil ganz allgemein den Beweis erbracht, daß es möglich sein müsse, bei Zweitaktmaschinen die Ladearbeit auf 5 bis 6 vH herabzudrücken. Wie ich jeden Fortschritt auf dem Gebiete des Großgasmaschinenbaues mit Freuden begrüße, so sehe ich auch der Veröffentlichung von Diagrammen seitens der Siegener Maschinenbau-A.-G. mit Interesse entgegen. Wenn man aber, wie die Firma Körting behauptet, »schon lange mit den günstigsten Verhältnissen zu konstruieren weiß«, dann verstehe ich nicht recht, weshalb man erst jetzt dazu kommt, Diagramme zu veröffentlichen.

Frankfurt a. M., den 14. Oktober 1907.

Dr.-Ing. v. Handorff.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



ZEITSCHRIFT DES VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 47. **Sonnabend, den 23. November 1907.** **Band 51.**

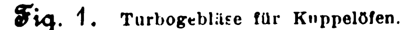
Inhalt:

Turbogebläse, Bauart Brown-Boveri-Rateau, von 750 PS.[1])

Von **K. Rummel**, Aachen.

(Vorgetragen am 5. Juni 1907 im Aachener Bezirksverein deutscher Ingenieure.)

Das in Fig. 1 dargestellte Gebläse ist zur Lieferung des Windes für Kuppelöfen bestimmt und soll normal 1000 cbm/min frei angesaugte Luft auf einen Druck von 2 m Wassersäule pressen; der Druck soll auf 2,2 m oder die Fördermenge auf 1200 cbm/min gesteigert werden können. Das sind schon recht erhebliche Werte, welche in den außergewöhnlich großen Abmessungen der zum Umschmelzen des Roheisens für Birnenbetrieb dienenden Kuppelöfen ihre Erklärung finden. Ein solcher Ofen — es ist stets nur ein einziger im Betrieb — liefert zurzeit etwa 1100 bis 1200 kg/min Eisen; diese Leistung soll durch das Turbogebläse noch erhöht werden.



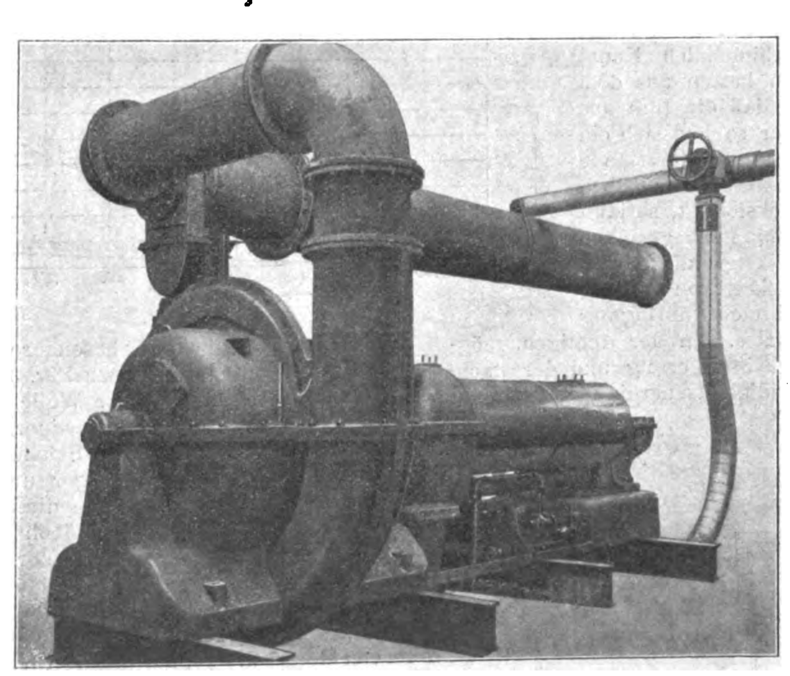


Fig. 1. Turbogebläse für Kuppelöfen.

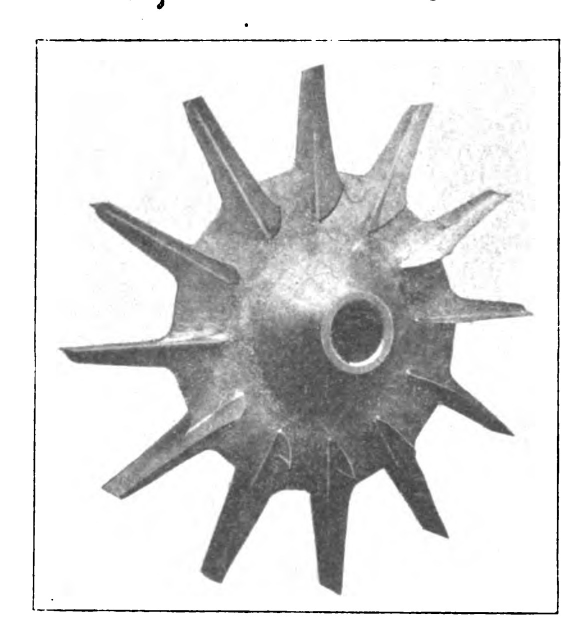
Der Name Turbogebläse oder Turboventilator entspricht dem Worte Turbodynamo oder Turbogenerator; er bedeutet also nichts weiter als einen durch eine Dampfturbine angetriebenen Ventilator. Die Art des Antriebes ist jedoch für die Betrachtung des Gebläses Nebensache; es handelt sich somit um ein mit hoher Umlaufzahl laufendes Schleudergebläse. Da auf Grund des vorgeschriebenen verhältnismäßig niedrigen Druckes die einstufige Ausführung noch als zulässig erschien, sind alle Abweichungen von einem normalen Ventilator, wie er dutzendweise gebaut wird, in dieser hohen Umlaufzahl, normal 2600 in der Minute, begründet. Natürlich bedingte eine so große Maschine einen außerordentlich sorgfältigen Entwurf, dessen Schöpfer Prof. Rateau ist, und eine vorzügliche konstruktive Durchbildung, die von Brown, Boveri & Cie. in mustergültiger Weise vorgenommen worden ist.

2600 Uml./min normal, 3200 im Höchstfall, entsprechen bei einem Flügelraddurchmesser von 1300 mm der erheblichen Umfangsgeschwindigkeit von 177 bezw. 218 m/sk. Trotzdem beträgt nach Rateau die größte Beanspruchung bei 2600 Uml./min nur 4,65 kg/qmm. Das Rad, Fig. 2, ist aus Stahlguß hergestellt. Nach einer Mitteilung von Fried. Krupp war der Guß wegen der ungünstigen Form und der zum Teil sehr geringen Wandstärken eine schwierige Aufgabe, deren Lösung nur durch Gießzugaben an geeigneter Stelle sowie durch sorgfältig erwogene Anbringung der Gußtrichter möglich war. Zerreißproben sind nicht gemacht worden, da die Wandstärken das Angießen von Probestäben nicht gestatteten. Verlangt waren 40 bis 55 kg/qmm Festigkeit bei wenigstens 18 vH Dehnung. Das Rad wog im Rohguß einschließlich der Gießtrichter rd. 600 kg, nach der (natürlich allseitigen) Bearbeitung aber nur noch 245 kg. Aeußerst sorgfältig wurde das Auswuchten vorgenommen; es geschah dies, indem das auf seine Achse aufgekeilte Rad in Lager gelegt wurde, welche nicht starr befestigt waren, sondern mittels Kautschukplatten die Möglichkeit erhalten hatten, etwas auszuweichen, so daß sich bei Drehung des Rades alle statischen und Zentrifugalmomente

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Gebläse) werden an Mitglieder postfrei für 40 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

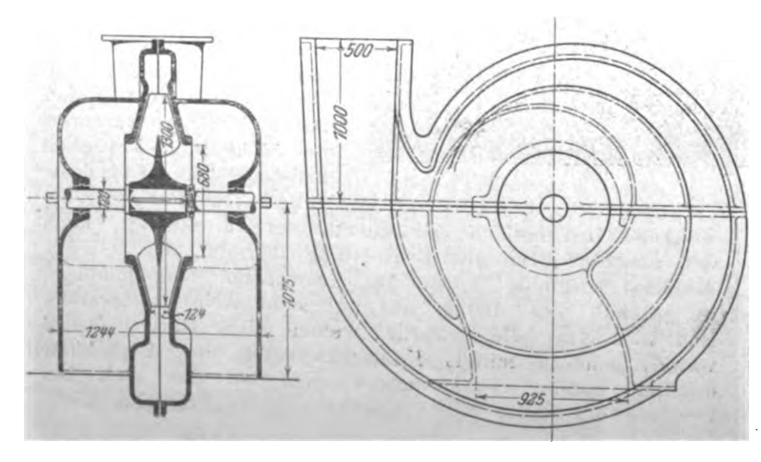
bemerkbar machen mußten. Diese Auswuchtung wurde bei der kritischen Umlaufzahl und so genau durchgeführt, daß eine hochkant auf die Lager gestellte Münze nicht herunterfiel.

Fig. 2. Gebläserad aus Stahlguß.



Die Schaufelform geht aus der etwas schematisierten Figur 3 hervor. Hinsichtlich des aus 4 Teilen bestehenden, in Grauguß ausgeführten Gehäuses sei darauf aufmerksam gemacht, daß auch der Ansaugekanal spiralig geführt ist, Fig. 4, damit der Wind auf dem ganzen Kreisumfange mit gleicher Geschwindigkeit in das Flügelrad tritt. Ebenso sorgfältig muß man auch darauf achten, daß sich die Geschwindigkeit bis zum Eintritt in das Laufrad langsam steigert. Zu diesem Zweck muß die Luft durch einen längeren, allmählich seinen Querschnitt bis auf die Größe der Ansaugöffnung verjüngenden Kanal zugeführt werden, den man am besten aus dem Maschinenhause herausführt, so daß die Luft aus dem Freien angesaugt wird. Nur so läßt sich ein schädlicher Verlust durch Ansaugewiderstände und ein ganz unerträgliches Geräusch vermeiden. Werden diese Verhältnisse berücksichtigt, so läuft der Ventilator ohne Lärm und mit ganz geringen Ansaugewiderständen. Fig. 5 zeigt die Größe dieser Widerstände in Abhängigkeit von der geförderten Luftmenge Q_a vor und nach Anbringung des erwähnten gemauerten Kanales. In der richtigen, möglichst verlustlosen Geschwindigkeitssteigerung und der nachherigen Umsetzung der Geschwindigkeitsenergie in Druckener-

Fig. 3. Fig. 4.



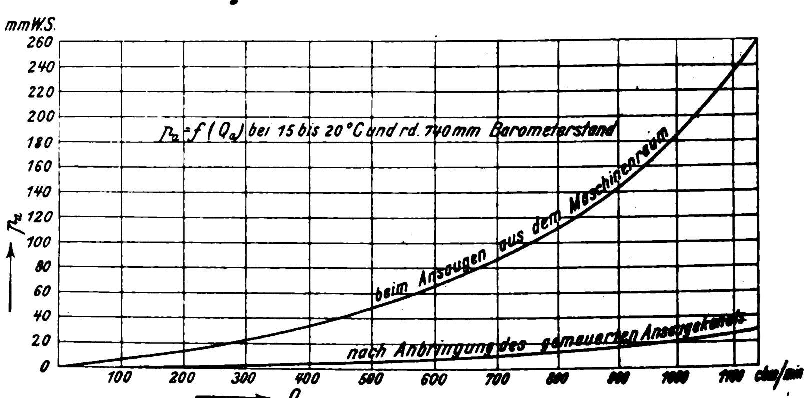
gie liegt ja das ganze Geheimnis der Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades. Es ist hin und wieder geltend gemacht worden, daß ein Ventilator mit so hohen Umlaufzahlen einer Kolbenmaschine nachstehen müsse, weil die etwa mit dem Quadrat der Umlaufgeschwindigkeit wachsenden Reibungsverluste bei hohen Umlaufzahlen einen ungünstigen Wirkungsgrad bedingten; allein dieser Einwurf übersieht, daß mit Steigerung der Umlaufzahl auch die Leistung wächst, und zwar, wie die später zu besprechenden Versuche gezeigt haben, bei normaler und größter Fördermenge in einer noch stärkeren Potenz als dem Quadrat. Tatsächlich haben die Versuche auch den Nachweis erbracht, daß der Dampfverbrauch um so günstiger wurde, je höher die Belastung war.

Natürlich müssen die Spaltverluste klein werden; es macht indessen gar keine Schwierigkeiten, die axialen Spielräume ohne Schaden für die Betriebsicherheit gering zu halten. Bei der in Rede stehenden Ausführung war der Spalt zwischen Flügelrad und Gehäuse nur 2,5 mm breit; er könnte bei künftigen Ausführungen vielleicht noch enger werden.

Allerdings dürfte bei einer größten Umfangsgeschwindigkeit von 218 m/sk die Grenze für einstufige Ausführung bereits erreicht, ja in Anbetracht der Schwierigkeiten bei der Herstellung des Flügelrades schon überschritten sein; will man noch höhere Drücke erreichen, so muß man zur mehrstufigen Ausbildung des Gebläses übergehen. Bei einem für 3 at Winddruck bestimmten Gebläse, welches mit 4000 Uml./min arbeitet, hat man 25 in 3 Gruppen verteilte Räder hintereinander geschaltet[1]). Die vielstufige Ausführung gestattet dann aber auch, die Vorteile der Kühlung anzuwenden; man kann sich dabei sogar der isothermischen Drucklinie mehr nähern, als es beim Kolbenkompressor mit abgestufter Kompression und Zwischenkühlung möglich ist.

Natürlich erfordert der Zusammenbau des Gebläses mit

Fig. 5. Kurven des Ansaugewiderstandes.



der Antriebmaschine besondere konstruktive Ausbildung. Die unvollständige Skizze Fig. 3 zeigt 2 Lager, die jedoch nur zur Abdichtung der Welle dienen; zu diesem Zweck sind die Lagerschalen mit einer Art Labyrinthdichtung versehen. Tragen sollen die Schalen bei normalem Lauf nicht; es ist daher zwischen Lager und Welle ein geringes Spiel gelassen. Undichtheiten in diesen Stopfbüchsen sind natürlich belanglos, da die Luft doch nur in den Saugraum treten würde. Das gerade ist ja einer der Vorzüge des Ventilators gegen die Kolbenmaschine, daß er keiner zu verpackenden Stopfbüchsen bedarf. Zum Tragen des ganzen Maschinensatzes dienen, wie aus Fig. 6 und 7 hervorgeht, 3 Lager, von denen die beiden äußeren Kammlager sind. Die Wellenausdehnungen werden durch eine zwischengeschaltete längsbewegliche Kupplung, die im mittleren Lager untergebracht ist und auch eine geringfügige seitliche Bewegung gestattet, ausgeglichen. Der einheitliche Zusammenbau von Ventilator und Turbine ist dadurch gegeben, daß ersterer einen Sockel trägt, auf dem die Niederdruckseite der Turbine aufliegt; das andre Ende der Turbine kann sich in bekannter Weise auf einem Schlitten verschieben; die Ausdehnung beträgt etwa 3 mm.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1298 Fig. 2.

Fig. 8 bis 10 zeigen die Gesamtanordnung der Turbine mit ihrer Kondensation; diese, eine Gegenstrom-Mischkondensation, hat den besondern Vorteil, daß sie sehr wenig Kühlwasser verbraucht. Brown, Boveri & Cie. haben an den von ihr ausgeführten Kondensationen dieser Bauart folgende Zahlen festgestellt:

Kühlwassertemperatur	°C	10	15	20	25	30	35
Vakuum	vH	94	93	91	89	87	85
Wasserverbrauch auf 1 kg Dampf	ltr	23	25	27	30	32	38

Für die Kondensation des Turbogebläses kam bei der zur Verfügung stehenden Kühlwassertemperatur von 25° C in Betracht:

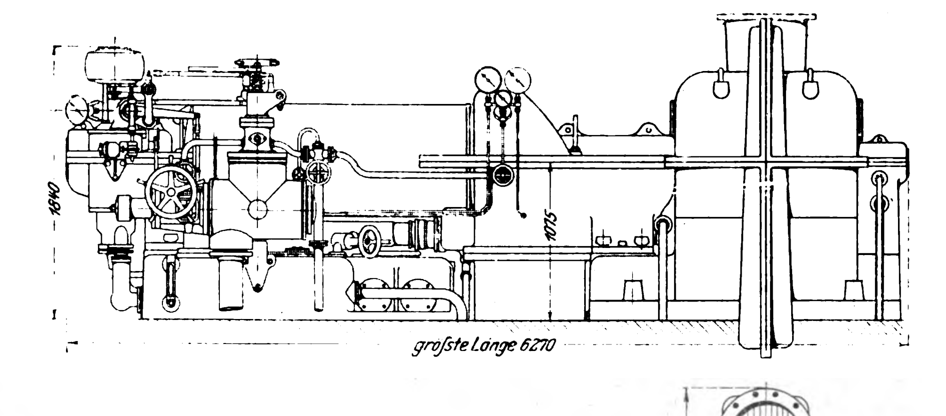
1) eine Oberflächenkondensation, welche bei einem Verbrauch von 60 ltr/kg ein Vakuum von 90 vH erzielt,

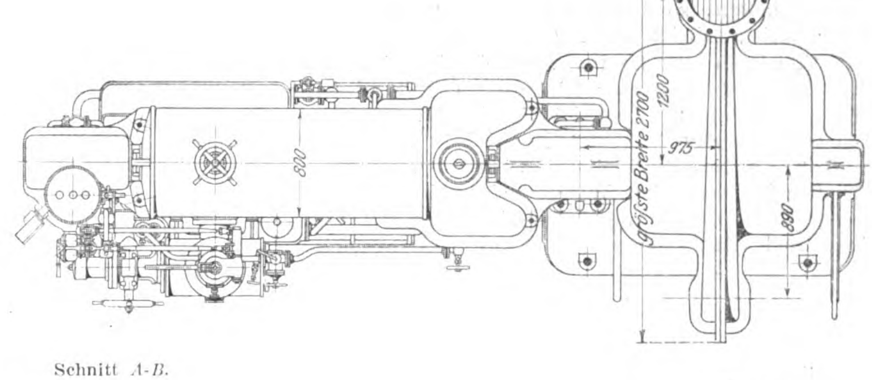
2) eine Einspritzkondensation, welche bei einem Verbrauch von 40 ltr/kg ein Vakuum von 87 vH erzielt,

3) eine Gegenstrom-Mischkondensation, welche bei einem Verbrauch von 32 ltr/kg ein Vakuum von 88 vH erzielt. Diese wurde auf Grund des günstigen Wasserverbrauches gewählt. Ihr Preis hielt etwa die Mitte zwischen den beiden ersteren.

Als Kondensator dient ein Kessel *a*, der Abdampf tritt bei *b* ein, Luft und nicht kondensierter Dampf werden bei *c* abgezogen und einer Luftpumpe zugeführt, welche nach Art der normalen Naßluftpumpen gebaut ist; das Ein-

Fig. 6 und 7. Turbogebläse von 750 PS.





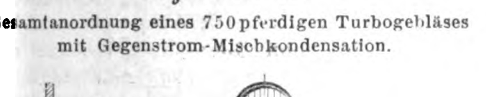
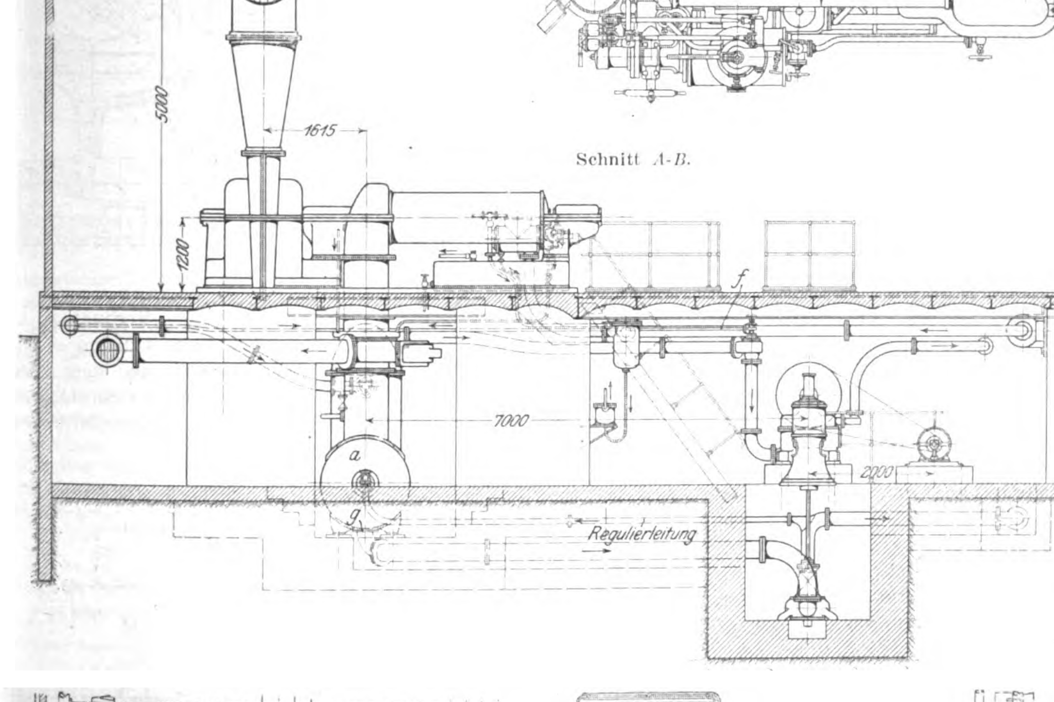
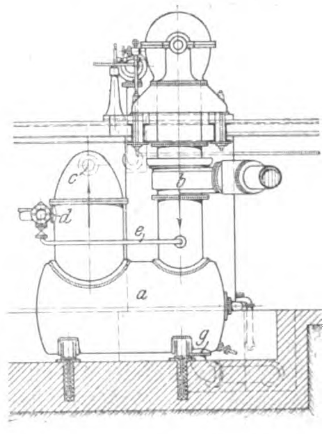
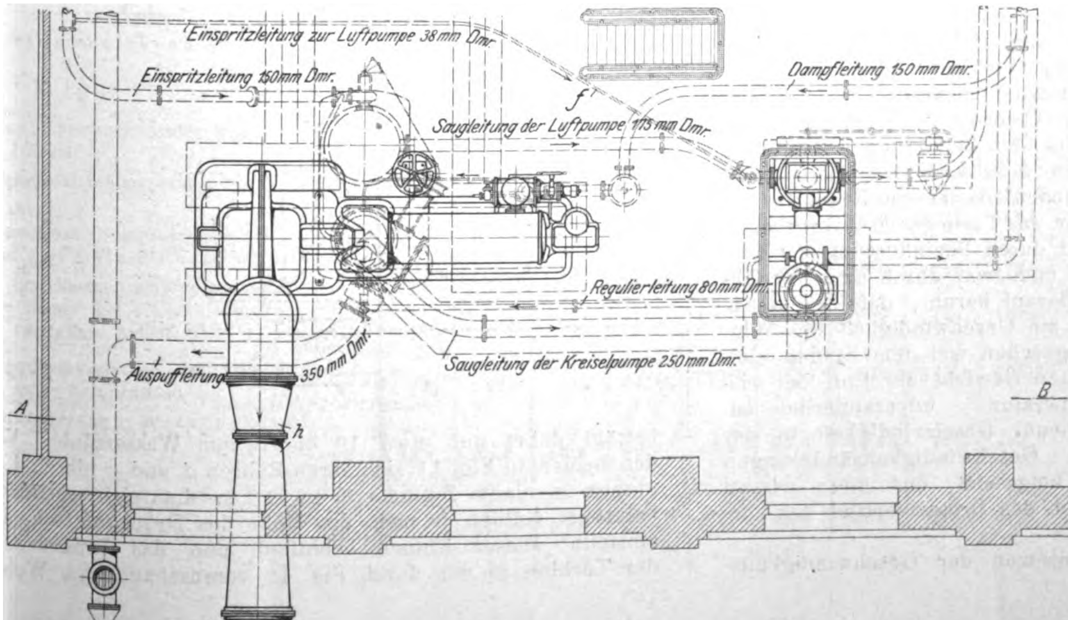


Fig. 8 bis 10. Gesamtanordnung eines 750 pferdigen Turbogebläses mit Gegenstrom-Mischkondensation.





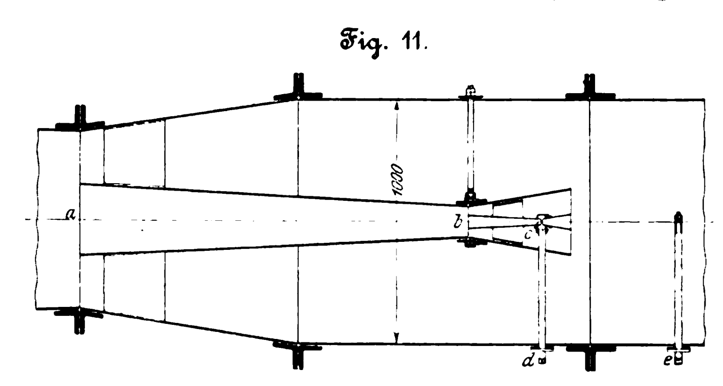


spritzwasser strömt bei *d* dem aufsteigenden Dampf über Siebe verteilt entgegen. Eine starke Abzweigung *e* der Wasserleitung führt einen Wasserstrahl gegen den aus dem Auspuffrohr herunterströmenden Dampf; ein dritter kleinster Strang der Wasserleitung *f* läßt kurz vor der Luftpumpe durch eine Streudüse nochmals Wasser eintreten, um die letzten mitgerissenen Dampfreste zu kondensieren.

Der Kessel *a* muß stets etwa zur Hälfte mit Wasser gefüllt sein. Steigt das Wasser höher, so betätigt ein Schwimmer den sogenannten Vakuumbrecher, ein in Fig. 8 bis 10 nicht dargestelltes Luftventil, und läßt Luft eintreten, so daß ein gefährliches Steigen des Wassers bis in die Turbine hinein vermieden wird. Bei zu tiefem Sinken des Wasserspiegels füllt ein zweiter Schwimmer den Kessel durch die Regulierleitung aus dem Druckrohr der Warmwasser-Zentrifugalpumpe, welche bei *g* angeschlossen ist. Statt dessen kann man auch den Schwimmer mittels Seilzuges ein in die Druckleitung der Zentrifugalpumpe eingebautes Drosselventil schließen und dadurch die Förderleistung der Pumpe verringern lassen, so daß das Wasser im Kessel wieder steigt. Dabei fällt natürlich die Regulierleitung ganz fort.

Eigenartig ist die Regelung der Turbine, entsprechend dem Verwendungszweck: Lieferung des Windes für Kuppelöfen, ausgebildet. Zum Niederschmelzen eines gegebenen Einsatzes ist eine bestimmte Menge Luft nötig. Diese Menge muß immer dieselbe bleiben, während sich der Druck des Windes je nach den Widerständen einstellt. Diese treten erstens beim Durchgang durch die Düsen auf, wobei ein Teil des Druckgefälles unter Verlusten in Geschwindigkeitsenergie

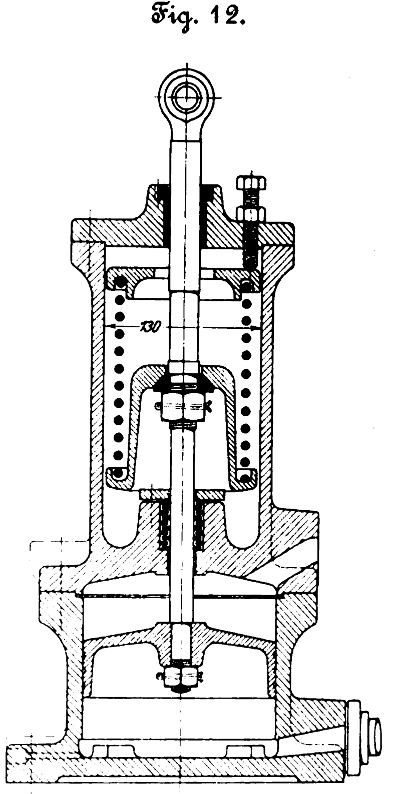
Fig. 11.



umgesetzt wird, ferner in der Beschickungssäule. Beide Widerstände wechseln fortwährend; bei den Düsen ändert sich der Querschnitt durch ungewolltes Verengen oder Zusetzen oder durch absichtliches Verstopfen einzelner Düsen, während die Widerstände in der Beschickungssäule von ihrer Höhe, der Stückgröße von Eisen und Koks, dem jeweiligen Ofenprofil usw. abhängen. Es kommt also darauf an, eine Regelung auf gleichbleibende Windmenge bei wechselndem Druck durchzuführen. Die übliche Regelung auf unveränderlichen Druck erscheint aus diesen theoretischen Gesichtspunkten heraus nicht richtig; sie kann jedenfalls, besonders bei Verwendung von Ventilatoren, zu schweren Irrtümern über die tatsächlich geförderte Windmenge führen. Ob die entwickelten Theorien wirklich allen für den Ofenbetrieb in Frage kommenden Bedingungen Rechnung tragen, können erst auf längere Zeiträume sich erstreckende Betriebsergebnisse beweisen; jedenfalls ist eine Regelung auf gleichbleibende Windmenge für das Turbogebläse vorgesehen worden. Diese Regelung wird durch Beeinflussung der Umlaufzahl der Turbine erreicht, und zwar durch eine Vorrichtung, deren Wirkungsweise darauf beruht, daß bei unveränderlicher Windmenge auch die Geschwindigkeit des Windes in der Druckleitung — abgesehen von dem Einfluß kleiner Unterschiede im spezifischen Gewicht der Luft bei verschiedenem Druck und Temperatur — unveränderlich ist. Es wird also auf gleichbleibende Geschwindigkeit in der Druckleitung geregelt. Die Geschwindigkeitsänderungen werden in Druckänderungen umgesetzt, und diese wirken auf einen Kolben, der den Hub des Drosselventiles der Turbine beeinflußt.

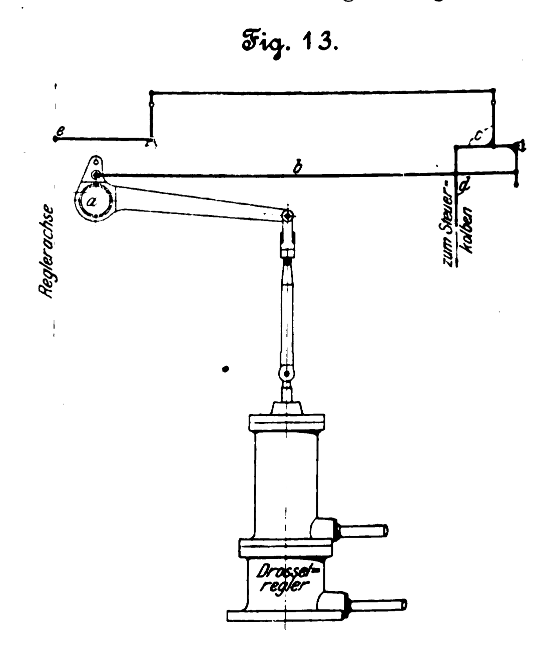
Die Vorrichtung zum Umsetzen der Geschwindigkeitsänderungen in Druckänderungen besteht aus einem System kegelförmiger Rohre, die bei *h* in Fig. 10 eingebaut sind. Eine solche Verengung der Leitung, wie sie dort erkenntlich ist, hat zur Folge, daß mit Verkleinerung des Durchmessers die Geschwindigkeit steigt und damit nach dem Energieprinzip der Druck sinkt.

Fig. 12.



Es wird also an der engsten Stelle ein Unterschied gegenüber dem normalen Betriebsdruck erzielt, der sich bei wechselnder Geschwindigkeit ändert. Soll dieser Druckunterschied erhebliche Werte annehmen, so müßte die Verengung sehr stark sein; dies würde aber den Nachteil haben, daß Druckverluste entstehen. Die Einrichtung ist deshalb so ausgebildet, Fig. 11, daß innerhalb der kegelförmigen Rohre Düsenkegel eingebaut sind, die nach demselben Prinzip wirken, und daß sich innerhalb dieser Düsenkegel die ganze Vorrichtung noch einmal wiederholt. An der Stelle *a* herrscht ein Druck, der geringer ist als der normale Leitungsdruck; der Druck bei *b* ist wieder kleiner als der bei *a*, der Druck bei *c* kleiner als der bei *b*; an der Stelle *c* herrscht also der geringste Druck. Bei Versuchen unter den in Betracht kommenden Verhältnissen wurden z. B. bei einer Geschwindigkeit von rd. 18 m/sk in der Leitung Druckunterschiede von über 2000 mm Wassersäule gemessen. Der durch die Vorrichtung erzeugte Druckverlust

Fig. 13.



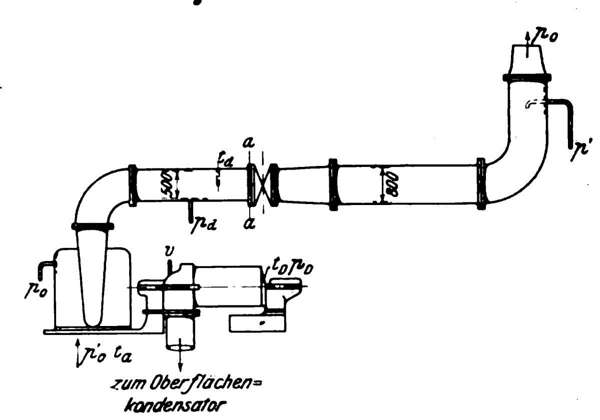
beträgt dabei nur etwa 10 bis 11 mm Wassersäule. Von den beiden in Fig. 11 sichtbaren Rohren *d* und *e* führen Leitungen zu einem Zylinder, Fig. 12, in dem sich ein federbelasteter Kolben je nach der Höhe des Druckunterschiedes einstellt. Dieser Kolben beeinflußt nun das Drosselventil der Turbine in der durch Fig. 13 veranschaulichten Weise.

a ist ein Exzenter, von welchem mittels der Stange *b* und des Winkelhebels *c* die Stange *d* auf und ab bewegt wird; an letzterer sitzt der Steuerkolben, welcher die auf und ab gehende Bewegung des bekannten Drosselventiles der Brown-Boveri-Parsons-Turbine steuert; bei *e* greift die Gabel des Zentrifugalreglers an. Dieser kann durch das gezeichnete Gestänge seinerseits den Steuerkolben unabhängig von dem Windmengenregler beeinflussen. Außerdem kann noch mit der Hand durch eine am Zentrifugalregler angebrachte Federwage geregelt werden.

Das im vorstehenden beschriebene Turbogebläse ist Abnahmeversuchen unterworfen worden, deren Ergebnisse in der folgenden Zahlentafel zusammengestellt sind. Die Versuchsanordnung ist in Fig. 14 skizziert. Fig. 1 stellt gleichfalls das Gebläse auf dem Versuchstande dar. Zu den Versuchen ist zu bemerken, daß sich bei der Durchrechnung der Ergebnisse eine Reihe von Berichtigungen notwendig machte, welche in die Zahlentafel eingetragen sind. Es handelt sich ja hier um außerordentlich große Windmengen, wie sie wohl noch selten gemessen sind; an Hand der Erstausführungen derartiger Turbogebläses müssen Versuchsnormalien erst geschaffen werden, und gerade deshalb verlohnt sich eine ausführliche Besprechung der Versuche.

Fehlerhaft war an der Versuchsanordnung vor allem die Anbringung eines Druckrohres von nur 500 mm l. W. Infolge dieses geringen Leitungsquerschnittes herrschte in der Druckleitung noch eine sehr erhebliche Geschwindigkeit; die geförderte Luft enthielt daher noch einen nennenswerten Betrag an Strömungsenergie, welcher noch zum großen Tei in Druck hätte umgesetzt werden können. Dies ist be

Fig. 14. Versuchsanordnung.



der endgültigen Aufstellung des Gebläses auch geschehen, indem auf die Ausblasöffnung ein sich allmählich von 500 auf 1000 mm erweiternder Trichter (s. Fig. 8) gesetzt wurde.

Versuchsergebnisse.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		Q_a angenähert gleichbleibend		Q_a angenähert gleichbleibend				Q_a angenähert gleichbleibend				p angenähert gleichbleibend			
Umlaufzahl n	Uml./min	2150	2600	2290	2520	2800	2900	2510	2650	2750	2820	2650	2680	2730	2770
Ansaugemenge Q_a	cbm/min	599	608	923	878	890	882	1123	1130	1122	1116	951	1003	1060	1108
Ansaugunterdruck p_a' (gemessen)	mm W.-S.	70	70	159	176	142	176	247	251	251	251	177	195	224	242
Berichtigung p_a''	»	7	7	17	16	16	16	26	26	26	26	18	20	23	25
$p_1 = p_a' - p_a''$	»	63	63	142	160	126	160	221	225	225	225	159	175	201	217
Winddruck p_d (gemessen)	»	1589	2538	1428	2000	2770	2899	1724	1830	2078	2283	2136	2136	2136	2136
Berichtigung für fehlerhafte Manometerangaben p_{dyn}	»	15	16	52	44	46	44	74	76	74	73	58	71	84	98
$p_2 = p_d + p_{dyn}$	»	1604	2554	1480	2044	2816	2943	1798	1906	2152	2356	2194	2207	2220	2234
Berichtigung wegen zu kleinen Durchmessers des Druckrohres $p_3 = 0,8 \frac{\gamma v^2}{2g}$	»	114	120	269	241	239	234	395	396	386	377	266	308	345	375
Gesamtwinddruck $p = p_1 + p_2 + p_3$	»	1781	2737	1891	2445	3181	3337	2414	2527	2763	2958	2619	2690	2766	2826
Barometerstand p_0	mm Q.-S.	736,5	734,5	736,6	736,5	734,5	736,5	736,6	736,6	736,6	736,6	736,6	736,6	736,6	736,6
Ansaugetemperatur t_0	°C	18,82	16,2	19,9	18,16	16,25	17,25	19,9	19,9	19,5	19,5	19,9	19,2	19,1	19,9
Drucktemperatur t_d	»	39,09	47,1	39,8	45,3	49,8	55,5	45,1	46,0	48,6	50,2	47,3	47,8	48,9	49,2
Ventilatorwirkungsgrad $\eta' = \frac{\Delta T}{\Delta T'}$	vH	69,9	69,3	78,9	69,9	73,0	67,1	75,8	74,6	74,9	75,0	76,7	75,8	75,4	76,8
Dampfüberdruck hinter dem Einlaßventil p_D	at	3,74	5,25	5,50	6,73	8,15	8,96	8,12	8,40	9,00	9,45	7,70	8,10	8,70	9,15
Dampfeintrittstemperatur t_D	°C	209,0	219,1	204,0	229,2	231,5	223,0	234,0	236,5	230,5	228,5	211,5	217,0	224,5	232,0
Vakuum V	vH	89	90	89,8	88,9	89,75	89,1	89,5	89,4	89,1	88,6	89,4	89,6	89,3	89,3
gemessener Dampfverbrauch G'	kg/st	2660	3445	3655	4335	5260	5640	5150	5320	5665	5920	4910	5145	5480	5750
auf $t_D = 230^0$ und $V = 88$ vH umgerechneter Dampfverbrauch G''	»	2598	3592	3575	4382	5381	5647	5270	5455	5730	5947	4840	5130	5510	5850
im Dampf bei 9,5 at Ueberdruck verfügbare Arbeit L''	PS	685	949	944	1158	1421	1489	1392	1441	1513	1576	1278	1354	1456	1546
Kompressionsarbeit bei adiabatischer Kompression L	»	224	339,5	364	445,5	571,5	589	562	588,5	635,5	669,5	512	556	600	640
indizierter Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{L}{L''}$	vH	32,7	35,8	38,8	38,5	40,2	39,6	40,85	40,8	42,0	42,6	40,1	41,05	41,2	41,4
Dampfverbrauch für 1 PS_e-st $D = \frac{G''}{L}$	kg/st	11,6	10,6	9,82	9,84	9,41	9,58	9,38	9,28	9,02	8,89	9,45	9,23	9,18	9,14

Nach Angabe von Rateau können auf diese Weise noch 80 vH der Strömungsenergie ausgenutzt werden, so daß also der Gewinn an Druckhöhe $0{,}8\,\frac{\gamma v^2}{2g}$, unter γ das spezifische Gewicht, unter v die Geschwindigkeit verstanden, ausmachen würde. Ferner zeigte das Manometer für die Druckablesung infolge dieser hohen Geschwindigkeit eine fehlerhafte Ablesung, die eine Berichtigung erforderte. Schließlich wurde bei dem Versuch die Luft unmittelbar aus dem Maschinenraum ohne Vermittlung eines Ansaugekanales entnommen. Der hierdurch entstehende Fehler ist bereits in Fig. 5 zur Darstellung gebracht.

Die einzelnen Größen sind in folgender Weise ermittelt worden:

Die Dampfverbrauchzahlen wurden durch Messung der Kondensatmenge bestimmt; die zugehörigen Versuche dauerten etwa je 25 min. Um die Zahl dieser Versuche zu beschränken, half man sich dadurch, daß für eine Anzahl Messungen die Dampfüberdrücke vor der ersten Schaufelreihe der Dampfturbine bestimmt und in Funktion des Dampfverbrauches aufgetragen wurden. Es ergibt sich mit großer Annäherung eine gerade Linie, Fig. 15, so daß man sich bei späteren Versuchen darauf beschränken konnte, den Druck vor der ersten Schaufelreihe abzulesen und daraus rückwärts mit Hülfe des Schaubildes Fig. 15 den Dampfverbrauch abzulesen. Zu bemerken ist dabei, daß für dieses Diagramm die gemessene Dampfmenge auf 230° Ueberhitzungstemperatur und 88 vH Vakuum (für diese Werte waren die Garantie-

hierin bedeutet:

Q die ausgeblasene Menge unter den Verhältnissen an der Düsenmündung in cbm/min,
$\varphi = 0{,}98$ den oben erwähnten Ausflußkoeffizienten,
$c_p = 0{,}237$ die spezifische Wärme für unveränderlichen Druck, bezogen auf 1 kg,
$A = 1/425$ das mechanische Wärmeäquivalent,
$g = 9{,}81$ die Beschleunigung durch die Erdschwere in m/sk²,
t_d die Temperatur im Druckrohr in °C,
$p_0 = 9963$ mm Wassersäule den mittleren auf 0° Quecksilbertemperatur umgerechneten Barometerstand,
p' den Ueberdruck vor der Mündung in mm W.-S.

Aus der Windmenge Q unter den Verhältnissen an der Düsenmündung ergibt sich, adiabatische Expansion in der Düse vorausgesetzt, die frei angesaugte Luftmenge:

$$Q_a = \frac{T_a}{T_d}\left(\frac{p'+p_0}{p_0}\right)^{0,29} Q;$$

dabei bedeutet:

T_a die absolute Temperatur der Ansaugeluft,
T_d » » » im Druckrohr.

Bei der Berechnung von Q mit Hülfe der genannten Formel ist die im Druckrohr herrschende Geschwindigkeit nicht berücksichtigt. Man kann jedoch diese Vernachlässigung auf eine ganz elegante Weise ausgleichen, indem man, wie in Fig. 14 angegeben, das Pitot-Rohr zum Messen des unmittelbar vor der Düse herrschenden Druckes dem Wind-

Fig. 15.

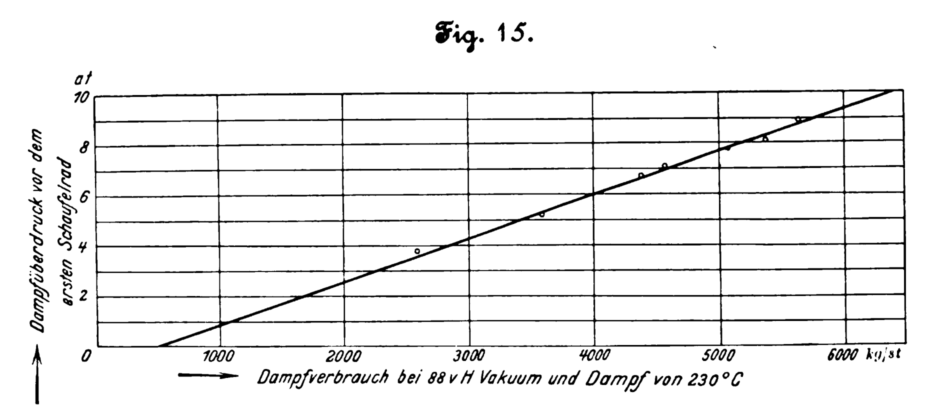
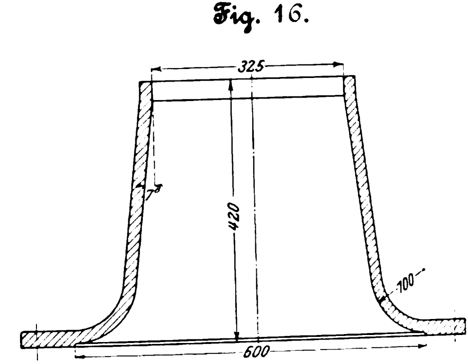


Fig. 16.



zahlen aufgestellt) umgerechnet wurde; es geschah dies in der Weise, daß für je 6° höhere Ueberhitzung 1 vH des Dampfverbrauches vergütet wurde und ebensoviel für etwa je 1,2 vH besseres Vakuum; es mögen das allerdings nur Annäherungswerte sein, sie genügen jedoch völlig für den Zweck der Abnahmeversuche. Ein in der Dampfleitung kurz vor dem Drosselventil angebrachtes Thermometer diente zur Ablesung der Ueberhitzungstemperatur des Eintrittdampfes.

Die Windmenge wurde durch Ausblasen aus einer Düse gemessen. Das Ausblaseverfahren, bei dem nach den bekannten Formeln von Weisbach und Zeuner die Geschwindigkeit des ausströmenden Strahles an der Düsenmündung aus dem Druckunterschiede vor und hinter der Düse errechnet wird, leidet an dem Uebelstande, daß der Reibung und Kontraktion berücksichtigende Ausflußkoeffizient eine unsichere Zahl ist. Rateau gibt diesen Koeffizienten für Düsen der in Fig. 16 gezeichneten Form, wie sie bei den Versuchen verwendet wurden, als zwischen 0,98 und 1 liegend an. Die angewandte Formel, welche nach Hirn[1]) für kleine Druckunterschiede, wie sie hier vorliegen, ziemlich zuverlässige Werte liefert, die eher zu klein als zu groß sind, lautet:

$$\frac{Q}{60} = \varphi\, F \sqrt{2g\,\frac{c_p}{A}\,(273+t_d)\left[1-\left(\frac{p_0}{p'+p_0}\right)^{0,29}\right]};$$

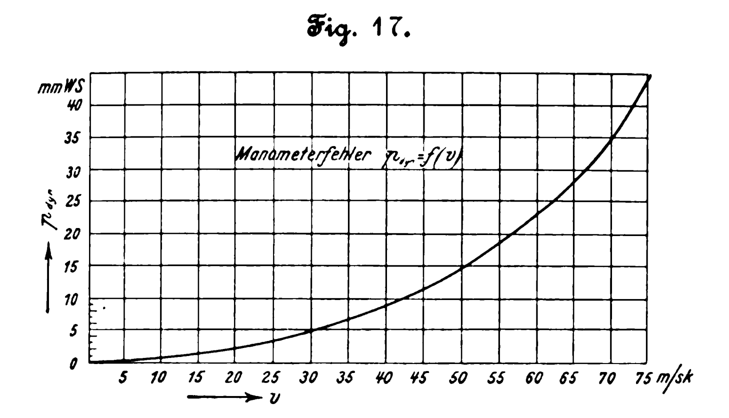
strom entgegenrichtet. Auf diese Weise bekommt man einen zusätzlichen, aus der Strömungsenergie herrührenden Druck in das Manometer, und die abgelesene Druckhöhe ist infolgedessen zu hoch. Beide Fehler sind dem Quadrate der Strömgeschwindigkeit proportional und heben sich bei den vorkommenden Geschwindigkeiten bis auf einen zu vernachlässigenden Wert auf. Eine nicht ganz sichere Annahme wird ferner gemacht, indem man der Rechnung adiabatische Expansion zugrunde legt. Ein in den austretenden Strahl gehaltenes Thermometer zeigt stets eine bedeutend höhere Temperatur, als der adiabatischen Expansion entsprechen würde; es mag allerdings bei einem so rohen Versuch die Stauung und Reibung am Thermometer selbst die Richtigkeit der Ablesung beeinflussen. Weiterhin ist es auch fraglich, ob sich beim Austreten des Strahles sofort auf der ganzen Fläche der Düsenmündung der atmosphärische Druck einstellt. Alles in allem genommen wird man sich darauf verlassen müssen, daß die Ergebnisse von Hirns Versuchen auf die verwendeten Düsenabmessungen übertragbar sind; dies erscheint indessen auch zulässig.

Der vom Gebläse erzeugte Winddruck wurde mittels eines Manometerrohres gemessen, dessen Mündung mit der inneren Wandfläche des Druckrohres abschnitt (vergl. Fig. 14), wie dies bei den meisten in der Praxis üblichen Manometern der Fall ist. Die Ablesung des Druckes in Windleitungen ist in der hüttenmännischen Literatur in letzter Zeit öfter behandelt worden; es ist dabei auch auf die aus dynamischen Einflüssen herrührenden Fehler hingewiesen, welche bei allen solchen Messungen auftreten, einerlei, wie das Meßrohr geführt ist, ob in oder gegen die Richtung des Windstrahles, ob

[1]) G. A. Hirn, Ann. de Chim. et Phys. 1886 6. Ser. Bd. VII; die Hirnschen Versuche, bei welchen auch $\varphi \backsim 0{,}98$ gefunden wurde, beziehen sich allerdings auf sehr kleine Düsendurchmesser.

bis zur Rohrachse oder nicht, usw. Dabei ist auch wohl behauptet worden, ein in der hier erwähnten Weise angebrachtes Rohr ergebe eine fehlerfreie Ablesung. Das würde aber nur dann der Fall sein, wenn der strömende Stoff, gleichgültig ob flüssig oder gasförmig, an der Wand haftete, und diese Annahme trifft nicht zu. Es ist nun bei den Versuchen gelungen, den Fehler in der folgenden Weise festzulegen. Die gemessene Druckhöhe setzt sich aus 2 Teilen zusammen, von denen man den einen die »statische«, den andern die »dynamische« Druckhöhe nennen kann; letztere, welche dem Ablesungsfehler entspricht, kann positiv oder negativ sein. Ist nun die statische Druckhöhe gegen

Fig. 17.

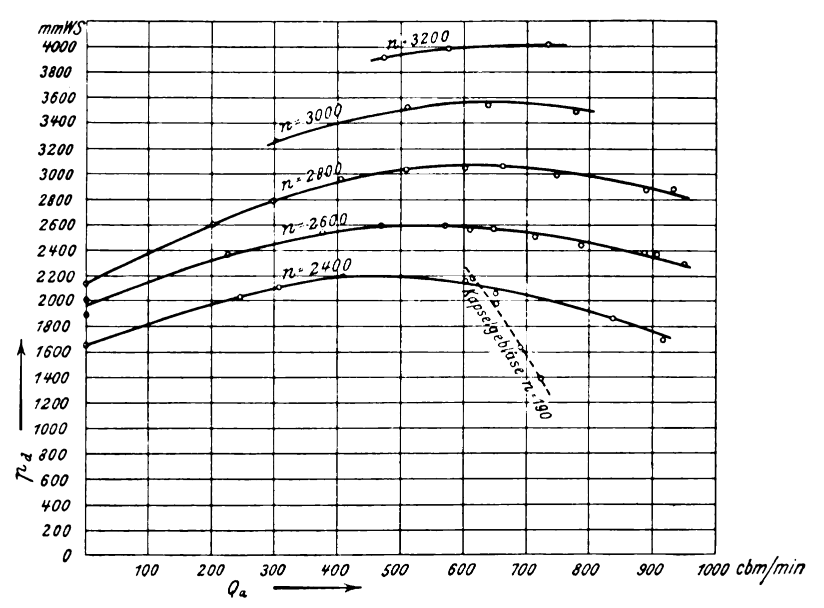


die dynamische so klein, daß man sie vernachlässigen kann, so zeigt das Manometer unmittelbar den Fehler an. Die Höhe dieses Fehlers wechselt mit der Geschwindigkeit, also bei gegebenem Leitungsquerschnitt mit der Windmenge. Letztere folgt aus den Angaben des Diagrammes Fig. 5, das unabhängig von den Verhältnissen in der Druckleitung die angesaugte Windmenge als Funktion des Ansaugunterdruckes darstellt. Das Diagramm Fig. 5 behält auch dann seine Gültigkeit, wenn das Ende der Leitung bei $a-a$, Fig. 14, entfernt wird; es wird alsdann ins Freie ausgeblasen, und die »statische« Druckhöhe wird ganz gering, das Manometer für p_d zeigt unmittelbar den Fehler. Dieser Fehler p_{dyn} ist als Funktion der Windgeschwindigkeit in Fig. 17 aufgetragen. Es zeigt sich, daß er recht beträchtlich ist, so beträchtlich,

im Schaubilde Fig. 18 dargestellte Beziehung. Das Diagramm zeigt die bekannten, für alle Rotationsgebläse und -pumpen kennzeichnenden Linien für unveränderliche Umlaufzahlen. Bei der Abszisse 0 ist der Schieber in der Druckleitung ganz geschlossen, es wird überhaupt keine Luft gefördert; bei allmählichem Oeffnen steigt der Druck bei gleichzeitigem Zu-

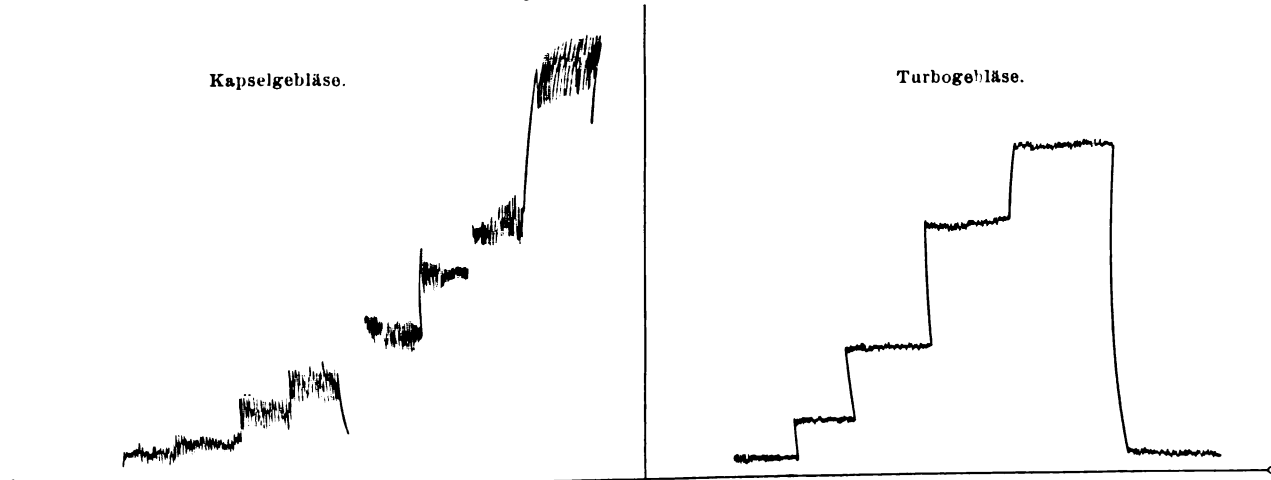
Fig. 18.

Abhängigkeit der Fördermenge von der Windpressung bei unveränderlicher Umlaufgeschwindigkeit.



nehmen der Windmenge bis zu einer oberen Grenze, worauf er dann bei noch weiter wachsender Windmenge wieder abnimmt. Ferner geht aus dem Diagramm das außerordentlich schnelle Steigen des Druckes bei zunehmender Umlaufzahl hervor. Diese starke Abhängigkeit der Förderhöhe von der Umlaufzahl bei einem Turbogebläse erfordert, falls der Druck gleichmäßig gehalten werden soll, einen sehr empfindlichen Regler, da die leiseste Geschwindigkeitschwankung sich so-

Fig. 19. Druckdiagramme.



daß er für viele praktische Messungen nicht vernachlässigt werden darf. Einwandfreie Bestimmungen dieses Fehlers unter den verschiedensten Verhältnissen auf Grund des angegebenen, leicht abänderbaren Verfahrens wären sehr wünschenswert; es läßt sich auf diese Weise eine ganze Reihe interessanter Fragen beantworten.

Die Versuche am Gebläse erfolgten in der Weise, daß der gewünschte Druck mit Hülfe des in die Druckleitung des Gebläses eingebauten Schiebers eingestellt wurde. Zwischen Druck, Windmenge und Umlaufzahl ergab sich die

fort in einer merkbaren Druckänderung äußert. Bei Kapselgebläsen liegen die Verhältnisse günstiger. In das Diagramm Fig. 18 ist eine Kurve eingezeichnet, welche dieselbe Funktion für 6 seit mehreren Jahren in Betrieb befindliche Kapselgetriebe wiedergibt; bei wachsendem Druck ändert sich die Menge weit weniger stark als beim Ventilator. Allerdings ist von der hin und wieder zugunsten des Kapselgebläses geltend gemachten Unabhängigkeit der Windmenge vom Druck bei unveränderlicher Umlaufzahl gar keine Rede. Wird nicht auf gleichbleibenden Druck, sondern auf unveränder-



liche Windmenge geregelt, so kommt dieser Unterschied zwischen Ventilatoren und Kapselgebläsen natürlich nicht in Betracht. Bei dieser Gelegenheit mag auch auf die durch den Ventilator gegenüber den Kapselgebläsen erzielte größere Ruhe des Ganges hingewiesen werden, die sich in den Diagrammen Fig. 19 zeigt. Diese Schaubilder sind unter annähernd gleichen Verhältnissen durch die Schreibfeder eines registrierenden Manometers aufgenommen. Ein Zusammenhang zwischen den sich auch beim Turbogebläse noch zeigenden Druckschwankungen und der absetzenden Dampfzuführung zur Turbine, wie sie durch die Eigenart der Regelung mittels des gesteuerten Drosselventiles bedingt ist, konnte nicht nachgewiesen werden.

Wirkungsgrade und Dampfverbrauchzahlen gehen aus der Zahlentafel der Versuchsergebnisse hervor. Der Wirkungsgrad η' des Ventilators wurde aus der Temperaturerhöhung des Windes bei der Kompression in folgender Weise errechnet. Es bedeutet für diese Rechnung:

Q die Wärmemenge,
i die Erzeugungswärme,
A das mechanische Wärmeäquivalent,
v das spezifische Volumen,
p den spezifischen Druck,
L' die mechanische Arbeit,
t die Temperatur,
G das Gewicht der Luft,
c_p die spezifische Wärme pro kg.

Der erste Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie läßt sich bekanntlich schreiben:

$$dQ = di - A v dp,$$

woraus mit

$$\int_{p_1}^{p_2} A v dp = AL'$$

folgt:

$$Q + AL' = i_2' - i_1 = G c_p (t_2' - t_1) = G c_p \Delta T',$$

oder für unsern Fall in Worten:

erzeugte Wärme + Kompressionsarbeit = Differenz der Erzeugungswärmen.

Bei adiabatischer Kompression ist $Q = 0$, und es wird

$$AL = i_2 - i_1 = G c_p (t_2 - t_1) = G c_p \Delta T$$

und somit der Wirkungsgrad, auf adiabatische Kompression bezogen:

$$\eta' = \frac{\Delta T}{\Delta T'}.$$

Die Arbeit AL' kann dabei ohne Beschränkung der Gültigkeit der Formel auch außer zur Erhöhung des Druckes (= Vermehrung der statischen Energie) zur Vergrößerung der Strömgeschwindigkeit (= Vermehrung der dynamischen Energie) verwandt sein; nicht berücksichtigt sind jedoch Lagerreibung und Wärmeausstrahlung. Will man richtige Werte für η' erhalten, so muß man die Temperaturen t_2' und t_1 sehr genau und nur nach Eintritt des Beharrungszustandes ablesen; kleine Ablesungsfehler beeinflussen die Rechnung stark. Zudem ist es fraglich, ob die Thermometerablesung ganz richtig ist, da die in der Rohrleitung strömende Luft durch Wirbel- und Stoßerscheinungen die Thermometeranzeige stören kann. Die Temperatur t_2, welche bei adiabatischer Kompression eintreten würde, wird nach bekannten Formeln berechnet.

Die Berechnung des Gesamtwirkungsgrades und der Dampfverbrauchzahlen für 1 PS_e-st (letztere berechnet für adiabatisch komprimierte Luft) geht aus den Angaben der Zahlentafel hervor. Es zeigt sich, wie schon erwähnt, daß der Dampfverbrauch um so günstiger wird, je höher die Leistung des Gebläses steigt; der geringste Dampfverbrauch, zusammenfallend mit dem größten Gesamtwirkungsgrad, ist anscheinend bei der größten Belastung, welche die Meßeinrichtungen zuließen, noch nicht erreicht.

Alle Wirkungsgrade und Verbrauchzahlen sind, wie erwähnt, auf adiabatische Kompression bezogen; d. h. die effektive Arbeit ist für adiabatische Kompression als vorteilhaftesten Prozeß berechnet. Es wäre aber mit Rücksicht auf die Verwendung des Gebläses nicht ganz richtig, wenn man die Rentabilität des Gebläses allein nach diesen Wirkungsgraden beurteilen wollte; denn die durch Reibung erzeugte Wärme ist nicht ganz nutzlos aufgewandt, da der Kuppelofenwind ja im Ofen doch erhitzt werden muß. Diejenige Wärme, welche der Wind schon mitbringt, braucht nicht mehr aufgewandt zu werden. Allerdings ist die Erwärmung durch Reibung ein nicht gerade rationeller Umweg; aber das ist schließlich eine Frage des Wirkungsgrades der Erwärmung, die sich leicht in Zahlen ausdrücken läßt; ein roher Ueberschlag zeigt bereits, daß es sich um nicht unbeträchtliche Wärmemengen handelt. Jedenfalls rechnet man zu ungünstig, wenn man der Berechnung der Rentabilität adiabatische Kompression zugrunde legt.

Die Frage, auf welchen Prozeß man den Wirkungsgrad eines Gebläses beziehen soll, ist zudem in der vorhandenen Literatur umstritten. Hält man sich jedoch vor Augen, daß

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{zu leistende Energie}}{\text{aufgewandte Energie}}$$

ist, so erscheint es klar, daß verschiedene Energiequellen, welche verschiedene Preise haben (z. B. Dampf als Antriebkraft, Kühlwasser- oder Ofenwärme), auch getrennt in der Berechnung der Rentabilität zum Ausdruck kommen müssen. Aus diesem Gesichtspunkte heraus ist oben der Wirkungsgrad auf adiabatische Kompression bezogen; denn nur bei diesem Prozeß wird keine weitere Energie in Form von Wärme aufgewandt.

Zugförderung mit mittlerer Reibschiene, Bauart Hanscotte.[1]

Von **R. Bonnin**, Ingenieur.

Auf den Eisenbahnlinien, die mit Adhäsionslokomotiven betrieben werden, vermindert sich auf den Steigungen die zu fördernde Zuglast ganz wesentlich. Diese Last hängt von dem auf 1 PS entfallenden Gewicht der Lokomotiven ab, das man nach Möglichkeit verringert, während man zugleich ein genügendes Reibungsgewicht anzustreben hat.

Lokomotiven mit Tender vermögen auf Steigungen von 25 bis 30 vT noch Züge vom doppelten oder dreifachen Gewicht der Lokomotive zu befördern. Mit einer Tenderlokomotive ist es möglich, auf Steigungen von 50 vT bei einem mittleren Adhäsionskoeffizienten noch etwa eine Last vom Gewicht der Lokomotive zu schleppen. Wenn das ganze Gewicht des Motorfahrzeuges zur Adhäsion ausgenutzt wird, kann man mit der Rampe bis 120 vT ansteigen, falls die Schienen nicht besonders glatt sind. Wächst die Steigung über das angegebene Maß hinaus, so wird die Zugförderung mit einfacher Adhäsionswirkung sehr schwierig oder gar unmöglich. So hat man denn, besonders bei Sekundärbahnen oder Straßenbahnen, nach Mitteln gesucht, um die ungenügende Adhäsionswirkung zu steigern.

Eines dieser Mittel ist die Zahnradbahn. Ein andres besteht darin, wagerecht liegende Reibräber, die durch die Lokomotivmaschine angetrieben werden, mit genügendem Druck gegen die Seitenflächen einer Mittelschiene zu pressen. Beide Mittel gestatten, Geschwindigkeit und Zugkraft in viel weiteren Grenzen zu verändern als bei einfacher Adhäsionswirkung, und die Maschinenkraft bei weit geringerer Geschwindigkeit auszunutzen. Die Anordnung der wagerechten Räder ist schon alt. Im Jahr 1830 wurde sie Vignoles und Ericsson

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

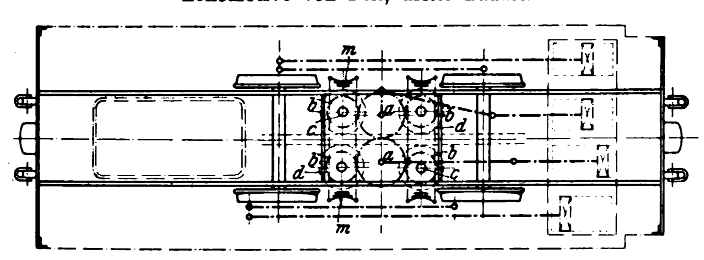


patentiert und bei einigen Lokomotiven der Panama-Eisenbahn angewandt; 1847 wurde die Konstruktion von Sellers wieder aufgenommen und an einer Grubenlokomotive in Pennsylvanien angebracht. Später, gegen 1865, machten Seguier und Dumery in Frankreich, die einen ganz irrtümlichen Wert für den Adhäsionskoeffizienten annahmen, nämlich 1:20 selbst bei trockenem Wetter, den Vorschlag, die Hülfsadhäsion mit Mittelschiene auf allen Eisenbahnlinien, wie auch die Neigungen und Geschwindigkeiten seien, einzuführen. Diesem Vorschlage wurde allerdings keine Folge gegeben.

Die eingehendsten Versuche mit dieser Bauart sind von 1864 bis 1870 am Mont Cenis von Fell vorgenommen worden; sie sind um so bemerkenswerter, als sie unter sehr unvorteilhaften technischen und wirtschaftlichen Bedingungen ausgeführt werden mußten. Es handelte sich um Versuche auf einer Linie mit 80 vT Steigung zwischen St. Michel und

Fig. 1.

Lokomotive von Fell, dritte Bauart.



Susa[1]). Hierfür wurden nacheinander drei Lokomotiven entworfen. Die dritte Bauart, welche die befriedigendsten Ergebnisse geliefert zu haben scheint, zeigt nach Fig. 1 zwei Außenzylinder, die in üblicher Weise die beiden Kuppelachsen antreiben, und zwei Innenzylinder, die, von jenen unabhängig, mittels Zahnradübersetzung ab auf die wagerechten Reibräder d wirken. Federn m, die sich gegen den Maschinenrahmen stützten, und deren Anspannung durch den Führer verändert werden konnte, wirkten auf die senkrechten Wellen c in einem zwischen dem Reibrade d und dem Zahnrade b gelegenen Punkt und gestatteten so, wenn auch in wenig wirksamer und sogar gefahrvoller Weise, den Druck der wagerechten Räder gegen die Mittelschiene zu regeln. Die Kurbeln zum Antrieb der Zahnräder waren der Todpunktwirkung halber um 90° gegeneinander versetzt, und um diese Stellung unverändert zu erhalten, waren die beiden Räder a durch ihre Verzahnung miteinander verkuppelt.

Die vier Zylinder hatten je 330 mm Dmr. und 460 mm Hub. Die Heizfläche betrug 81 qm und die Rostfläche 1,15 qm. Die Lokomotiven hatten 26 t Betriebsgewicht und zogen ein Zuggewicht von 30 t mit 18 km/st Geschwindigkeit auf Steigungen von 70 vT.

Abgesehen von einigen Konstruktionsfehlern litten diese Lokomotiven an zwei wesentlichen Mängeln.

Da alle Teile für die Hülfsadhäsion verhältnismäßig steif mit dem Lokomotivrahmen verbunden waren, entstanden sehr starke Beanspruchungen in diesen Teilen, wenn die mittlere Schiene auch nur ein wenig aus der Gleisachse verrückt war, und insbesondere in den Gleiskrümmungen. Infolgedessen wurde der Wirkungsgrad der Maschine verringert, und es ereigneten sich häufig Brüche im Triebwerk der wagerechten Räder. Im übrigen ließen sich die Federn, welche die Reibräder gegen die Mittelschiene drückten, nur sehr schwierig regeln, und infolge der getroffenen Anordnung war der Druck auf beiden Seiten der Mittelschiene, abgesehen von Augenblicken, nicht derselbe. Daraus ergaben sich häufige Stöße, welche zum Bruch der Räder und ihrer Triebwerke führten. Außerdem übten diese Druckunterschiede eine schädliche Wirkung in bezug auf Kippen der Mittelschiene aus, insbesondere in den Gleiskrümmungen, wo diese Wirkung durch die Zentrifugalkräfte noch vergrößert wurde; denn wegen der Starrheit der Verbindungen mit dem Lokomotivrahmen wurden Querkräfte von der Mittelschiene und nicht von den äußeren Schienen aufgenommen.

[1]) Handbuch der Ingenieurwissenschaften: Lokomotiv-Steilbahnen und Seilbahnen. Couche, Traité des chemins de fer. Desbrières, Bulletin de la Société des Ingénieurs civils de France (1869).

Im großen ganzen haben aber die Versuche am Mont Cenis doch gezeigt, daß der Gedanke der zusätzlichen Adhäsion mit Hülfe von wagerechten Rädern gesund war, und daß nach Ueberwindung der konstruktiven Schwierigkeiten große Vorteile von der Mittelschiene zu erwarten seien.

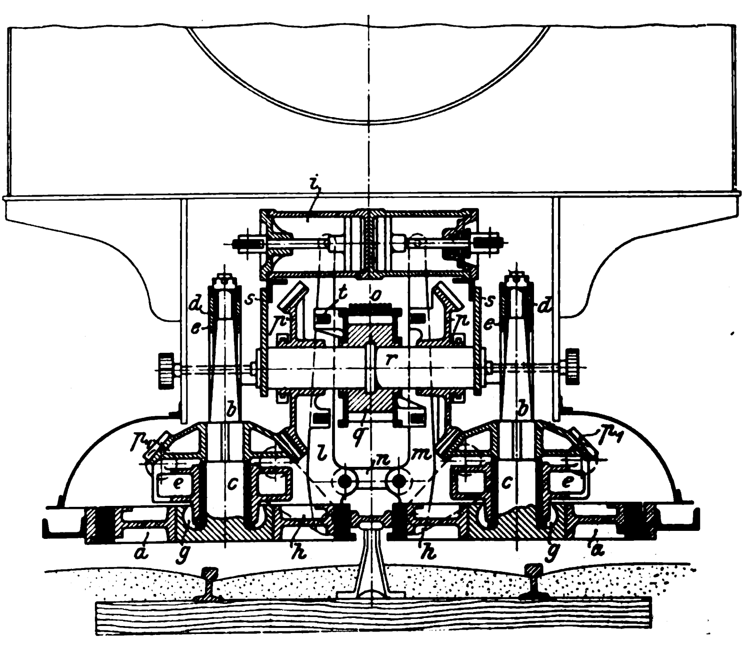
Um zu praktischen Erfolgen zu kommen und die geschilderten Nachteile zu vermeiden, mußte man den Mechanismus der wagerechten Räder sozusagen vom Lokomotivgestell unabhängig machen, indem man ihm gestattete, sich den Abweichungen in Lage und Stärke der Mittelschiene anzuschmiegen, während doch mit Hülfe elastischer Zwischenglieder der Adhäsionsdruck auf beiden Seiten der Schiene derselbe blieb. Ferner mußte die Stärke dieser wagerechten Adhäsion veränderlich gemacht werden können, je nach der Neigung der Strecke. In welcher Weise dieses Ziel durch die Konstruktion von J. Hanscotte, Ingenieur der Compagnie de Fives Lille, erreicht worden ist, soll im folgenden erörtert werden.

Die Einrichtung zum Hervorbringen der zusätzlichen Adhäsion, Fig. 2 (vergl. auch weiter unten Fig. 21 und 22), umfaßt eine an den Längsträgern s des Fahrzeuges befestigte wagerechte Welle r, auf der ein von der Antriebmaschine des Fahrzeuges durch eine Kette o bewegtes Zahnrad q lose drehbar ist. Auf der gleichen Welle sind ebenfalls lose zwei Kegelräder p angeordnet, die von q durch gelenkige Verbindungsstangen t mitgenommen werden, derart, daß sich die Kegelräder längs der Welle verschieben können. Das Antriebzahnrad q wird durch einen Bund in der Mitte des Fahrzeuges erhalten.

Die Zahnräder p stehen mit Rädern p_1 in Eingriff, die auf senkrechten Wellen b aufgekeilt sind. Diese Wellen, die die wagerechten Reibräder a tragen, liegen in Lagern c, c, die in beweglichen Rahmen e angeordnet sind. Durch gelenkige Stangen von regelbarer Länge sind auch die Kegelräder p mit diesem Rahmen verbunden, so daß der Eingriff

Fig. 2.

Einrichtung zur Erhöhung der Adhäsion.



der Räder p und p_1 stets aufrecht erhalten wird. Die beweglichen Hülfsrahmen e stützen sich mit Rollen auf dem Gußstück, das die Längsträger verbindet, so daß der Widerstand gegen Bewegungen quer zur Fahrtrichtung so gut wie aufgehoben wird, zumal die Zahnräder p, die sich währenddessen drehen, bei der Verschiebung auf der Welle r Schraubenlinien beschreiben.

Durch diese Anordnung wird die ganze Einrichtung zur

Erzeugung der zusätzlichen Adhäsion unabhängig vom Wagenuntergestell beweglich gemacht und befähigt, allen Krümmungen und Unregelmäßigkeiten der mittleren Führschiene zu folgen.

Die Zahnräder aus Stahlguß mit geschnittenen Winkelzähnen arbeiten ohne Spielraum, um Erschütterungen und Geräusche bei der Uebertragung zu vermeiden.

Das Schmieröl für die Lager der Wellen *b* fließt in eine Höhlung *g* am unteren Ende dieser Wellen ab und sammelt sich an der Oberseite der wagerechten Reibräder. Es kann nicht wie bei andern Bauarten an die mittlere Schiene gelangen und dort die Reibung verringern.

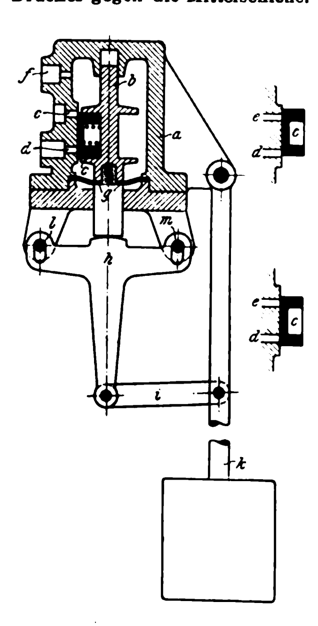
Die Reibräder *a* werden an die Führschiene mittels eines Druckluftzylinders *i* gepreßt, der am Wagengestell befestigt ist und ebenso wie die Bremsen von einem Kompressor gespeist wird. Von der Kolbenstange dieses Zylinders wird durch gelenkige Verbindungen ein Hebelwerk *l, m, n* angetrieben, das am oberen Ende des Hebels *m* seinen festen Punkt hat, während die unteren Enden der Hebel *l, m* durch Angüsse *h* mit den beiden beweglichen Gestellteilen *e* verbunden sind. Die Anordnung bewirkt, daß der Druck der Hebel gegen die mittlere Schiene in der Ebene der wagerechten Reibräder ausgeübt und jede Neigung zum Kippen der senkrechten Wellen *b* vermieden wird; daneben wird aber auch erreicht, daß die Reibräder stets mit gleicher Kraft von beiden Seiten gegen die mittlere Schiene angedrückt werden, und daß ihre Anpressung von der Abnutzung der Räder und der Schiene unabhängig ist.

Die wagerechten Reibräder sind mit vorstehenden Kränzen versehen, die unter die Führschiene greifen und Entgleisungen des Wagens verhindern.

Der Druck der wagerechten Reibräder gegen die Mittelschiene kann vom Führerstand aus durch Verstellen eines Hahnes beliebig geändert werden; abgesehen davon stellt er sich je nach den zu befahrenden Steigungen selbsttätig ein. Dazu dient der nachstehend beschriebene Druckregler, Fig. 3 bis 5. Auf dem Führerstand ist das Gehäuse *a* befestigt, worin durch eine Stange *b* ein Schieber *c* bewegt wird. Dieser Schieber steuert die Oeffnungen *d* für die Zufuhr der Druckluft aus dem Behälter und *e*, die ins Freie führt. An die Oeffnung *f* ist die Leitung angeschlossen, die im Druckluftzylinder der Adhäsionsvorrichtung, Fig. 2, mündet. Die Stange *b* ist mit einer Membran *g* verbunden und wird durch den Doppelhebel *h* betätigt, der durch die Koppel *i* auf das in der Fahrrichtung schwingende Pendel *k* einwirkt, dessen Gewicht so bemessen ist, daß es dem Druck der Luft auf die Membran das Gleichgewicht hält; es wird also je nach der zu befahrenden Steigung und dem Zustand der Schiene sowie je nach der erforderlichen Zugkraft verschieden groß zu machen sein.

Fig. 3 bis 5.

Vorrichtung zum Regeln des Druckes gegen die Mittelschiene.



Bei Fahren in der Ebene bleibt das Pendel in Ruhe, der Hebel *h* stützt sich auf die beiden Zapfen *l* und *m*, und der Schieber hat die in Fig. 3 angegebene Stellung, bei der die Oeffnung *d* verschlossen, die Oeffnung *e* teilweise frei ist. Infolgedessen herrscht im Innern des Druckluftzylinders atmosphärische Pressung, und die ganze Einrichtung zur Erzeugung zusätzlicher Adhäsion ist außer Tätigkeit. Gelangt der Zug auf eine Steigung oder auf eine Gefällstrecke, so wird durch das ausschwingende Pendel der Hebel *h* immer so verstellt, daß der Schieber *c* gehoben wird und die in Fig. 4 angegebene Stellung einnimmt. Es gelangt daher Druckluft in das Gehäuse *a*, und die wagerechten Reibräder werden angepreßt. In dem Maße, wie der Druck im Innern des Gehäuses *a* steigt, wird auch die Belastung der Membran *g*, die dem Pendelgewicht entgegenwirkt, erhöht, bis sie schließlich das Uebergewicht erhält und den Schieber in die in Fig. 5 angegebene Stellung zurückführt. Von diesem Augenblick an wird ein unveränderlicher, von der Größe des Pendelgewichtes abhängiger Druck im Adhäsionszylinder erhalten bleiben.

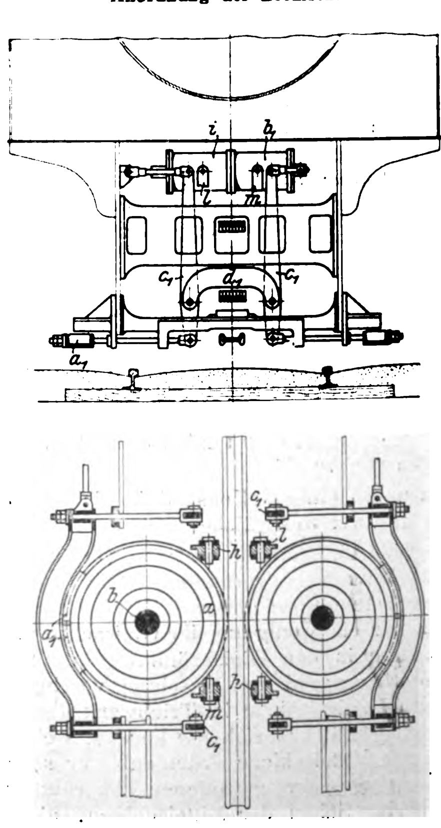
Wenn der Zug auf eine steilere Strecke gelangt, so erhält das Pendel Uebergewicht und bringt den Schieber wieder in die Stellung Fig. 4, so daß wiederum Druckluft in den Adhäsionszylinder eingelassen und die Anpressung der Reibräder an die mittlere Schiene gesteigert wird. Aehnlich wirkt die Vorrichtung, wenn sich die Steigung oder das Gefälle verringert; in diesem Fall schlägt das Pendel nach der entgegengesetzten Richtung aus, und die Membran bringt den Schieber in die Stellung Fig. 3, so daß Druckluft solange nach außen entweichen kann, bis das Pendel den Schieber wieder in die Stellung 5 zurückführt.

Treten Druckverluste im Adhäsionszylinder auf, so wird, da die Wirkung des Pendels diejenige der Membran überwindet, der Luftinhalt solange selbsttätig ergänzt, bis nach erfolgtem Ausgleich der Schieber die Stellung Fig. 5 einnimmt.

Die beschriebene Einrichtung steuert somit den Zutritt von Druckluft in den Adhäsionszylinder bei jeder Vergrößerung der Steigung der Strecke und bei jeder ungewünschten Abnahme des Druckes, mit dem die wagerechten Reibräder gegen die Führschiene angepreßt werden; sie läßt auch Druckluft austreten, sobald die Steigung der Strecke geringer wird, oder wenn infolge von Undichtheit des Schiebers Druckluft aus dem Behälter nachströmt.

Fig. 6 und 7.

Anordnung der Bremsen.



Um die Steuervorrichtung von den Einwirkungen plötzlicher Bremsung oder plötzlicher Geschwindigkeitsänderungen des Fahrzeuges unabhängig zu machen, wird das Pendel in ein mit einer dicken Flüssigkeit gefülltes Gefäß eingetaucht.

In Uebereinstimmung mit den gewöhnlichen Druckluftbremsen des Fahrzeuges wirken die Bremsen, Fig. 6 und 7, die für die wagerechten Reibräder bestimmt sind. Die Bremsbacken a_1 werden durch doppelarmige Hebel c_1, die durch



Stangen d_1 verbunden **sind**, von beiden Seiten gegen die Reibräder gedrückt. Zum Antrieb dient ein Druckluftzylinder b_1, der in der Verlängerung des Adhäsionszylinders i im Wagenrahmen gelagert ist.

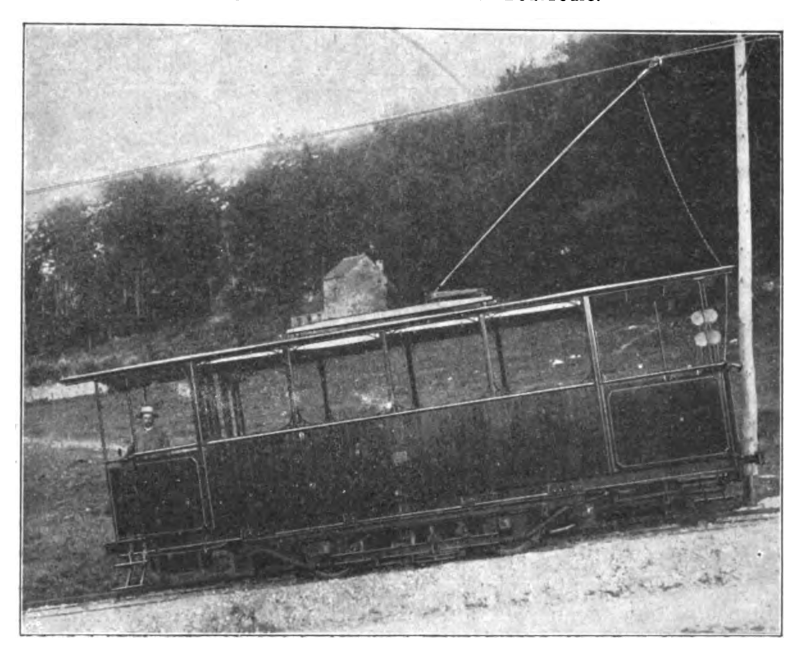
Auch hier wieder bewirkt die Anordnung der Hebel c_1, daß die Bremsdrücke, die von beiden Seiten auf die wagerechten Reibräder a ausgeübt werden und deren Druck gegen die Mittelschiene erhöhen, genau gleich sind. Die Beweglichkeit der Reibräder senkrecht zur Fahrtrichtung wird durch die Bremsanordnung nicht geändert; auch werden keine kippenden Kräfte auf die Führschiene ausgeübt.

Ausführungen.

Die Einrichtungen zum Hervorbringen einer zusätzlichen Adhäsion sind zum erstenmal im Jahr 1904 in La Bourboule[1]) bei einer elektrischen Straßenbahn angewendet worden, die das dortige Kasino mit der zur Hochebene von Charlanne führenden Drahtseilbahn verbindet. Die mit Gleichstrom betriebene 470 m lange, von Claret erbaute Straßenbahn weist Steigungen von 27, 40, 90 und 120 vT auf. Auf den beiden letztgenannten Rampen von 170 m Länge ist die mittlere Führschiene verlegt worden, wodurch es möglich war, selbst die größten Steigungen mit einem Anhängewagen zu überwinden. Fig. 8 bis 13 zeigen die Einrichtung des von der Compagnie de Fives-Lille gebauten Motorwagens. Der Wagen ruht auf zwei Achsen von 2,4 m Mittenabstand, die durch je einen 25pferdigen Elektromotor mit 5 : 1 Räderübersetzung angetrieben werden. Die Einrichtung für zusätzliche Adhäsion unterscheidet sich nur unwesentlich von der hier beschriebenen. Die beiden Reibräder, die in der Mitte des Wagens angeordnet sind, werden von einem 45pferdigen Motor durch ein doppeltes Rädergetriebe mit 10 : 1 Gesamtübersetzung angetrieben; der Motor wird durch einen besondern Fahrschalter gesteuert. Der dargestellte Wagen, der 40 Plätze enthält, wiegt 14,8 t.

Fig. 8 bis 13.

Wagen der Straßenbahn in La Bourboule.



Schnitt a-b.

Schnitt c-d.

Zum Bremsen dienen

1) eine Handbremse für die senkrechten Laufräder,

2) die durchgehende Druckluftbremse, die gleichzeitig auf die Laufräder und auf die Reibräder wirkt,

3) die elektrische Bremse.

Der dargestellte Wagen ist seit 1904 ununterbrochen im Betrieb. Mit dem zur Verfügung stehenden Gleichstrom von 220 V kann man, wenn man alle Motoren betreibt, auf einer

[1]) Vergl. Z. 1904 S. 1791.

Fig. 14. Längsprofil.

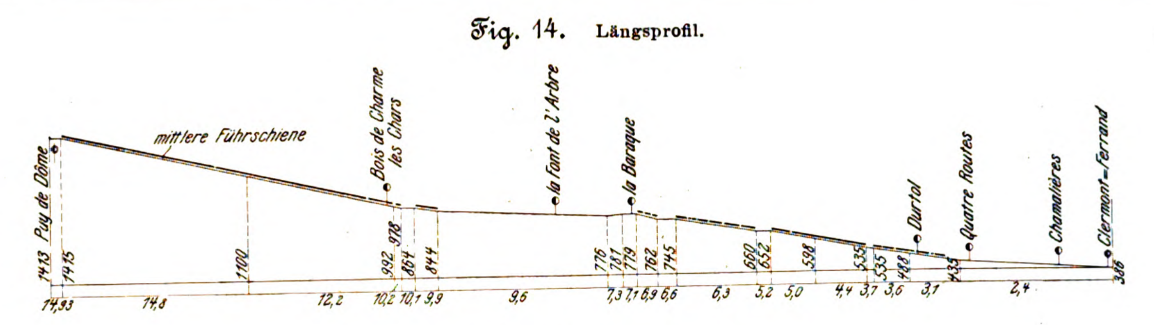
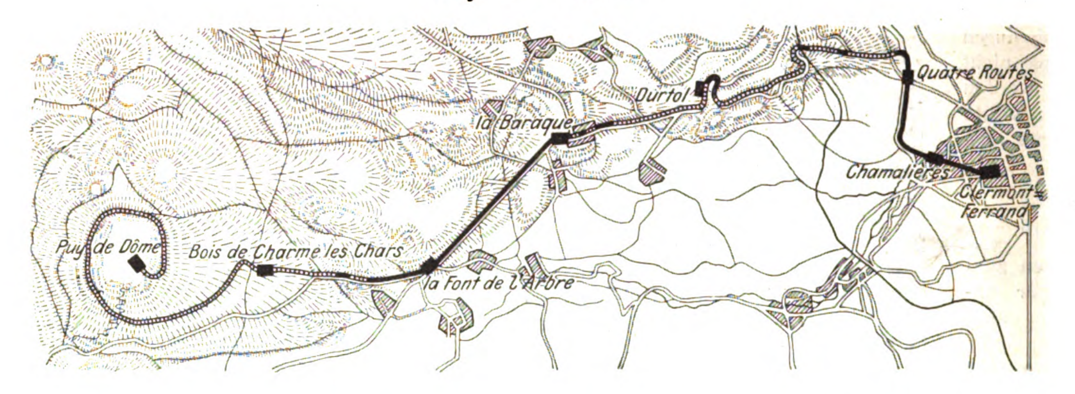
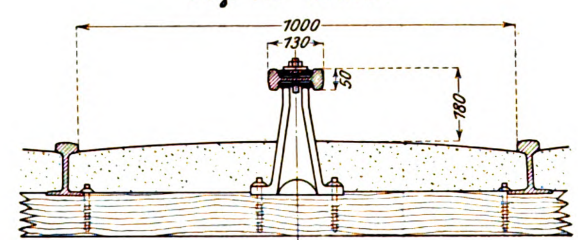


Fig. 15. Lageplan.



Steigung von 120 vT noch einen Anhängewagen von 9 t, also ein Gesamtgewicht von 23,8 t, mit 8 km/st befördern. Bei den Versuchen, die an dieser Bahn angestellt worden

Fig. 16. Oberbau.



sind, hat sich ergeben, daß der beladene Motorwagen auf der Steigung von 120 vT mit einem Anhängewagen von 6 t sogar dann noch vorwärts kam, wenn die drei Schienen mit Oel eingefettet waren, und daß der beladene Motorwagen die gleiche Steigung auch allein mit Hülfe der wagerechten Reibräder überwinden konnte.

Weiter ist die beschriebene Einrichtung auf der Dampfstraßenbahn von 1 m Spurweite, die Clermont-Ferrand mit dem Gipfel des Puy de Dôme verbindet, ebenfalls von Claret ausgeführt worden. Die sehr steile, 14,925 km lange und einen Höhenunterschied von 1029 m überwindende Strecke enthält in ihrem Verlauf 134 Krümmungen, s. Fig. 14 und 15, teilweise mit 40 und 60 m Halbmesser, sowie Steigungen bis 120 vT. Die mittlere Führschiene ist auf allen Steigungen über 50 bis 60 vT, insgesamt auf einer Länge von 8,46 km, zur Anwendung gelangt.

Der Oberbau, Fig. 16, besteht aus zwei Vignoles-Schienen von 25 kg/m und einer wagerechten Doppelkopfschiene von 27 kg/m Gewicht, die in etwa 180 mm Höhe über der Bettung von besondern Stützen gehalten wird. An den Gleisübergängen ist die mittlere Schiene unterbrochen, wobei ihre Enden zugespitzt sind, s. Fig. 17. Die Lokomotive, s. Fig. 18 bis 20, ist mit zwei 4,264 m voneinander entfernten Paaren wagerechter Reibräder ausgerüstet, so daß die Züge teils durch ihr Trägheitsvermögen, teils durch eine der beiden Adhäsionsvorrichtungen über den Gleisübergang hinweggebracht werden.

Die Lokomotive, die ebenso wie die Anhängewagen von der Compagnie de Fives-Lille erbaut ist, hat drei gekuppelte Achsen und zwei außenliegende Zylinder. Ihre Hauptabmessungen sind folgende:

Heizfläche	72 qm
Rostfläche	1,38 »
Dampfdruck	14 at
Zylinderdurchmesser	420 mm
Zylinderhub	520 »

Fig. 17. Wegübergang.



Fig. 18 bis 20 Lokomotive der Bahn Clermont-Ferrand-Puy de Dôme.

Fig. 18.

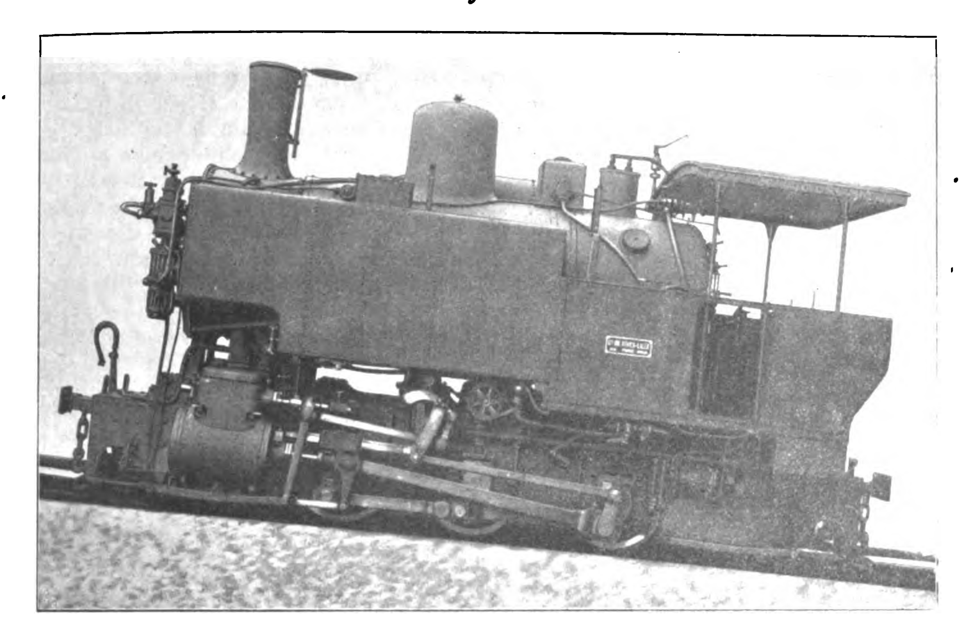
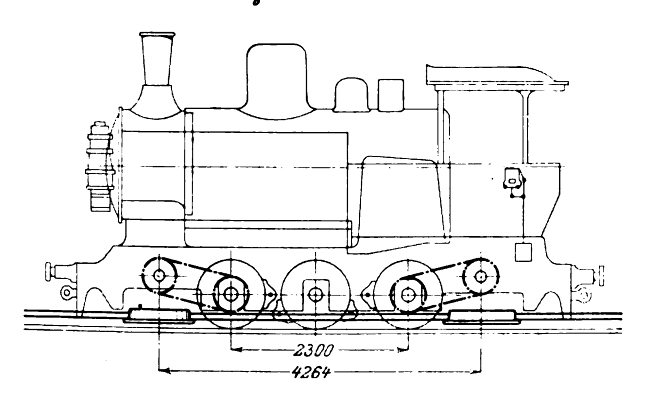
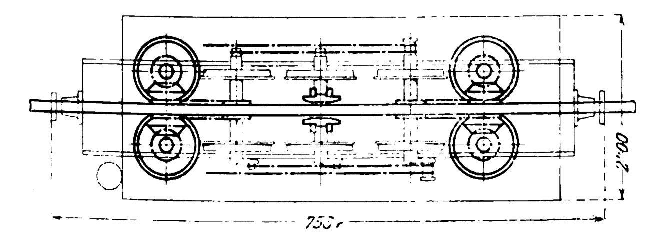


Fig. 19 und 20.





Dmr. der senkrechten Treibräder	. . . .	900 mm
» » wagerechten »	. . . .	820 »
Gesamtgewicht leer	. . . .	28 t
Gewicht der Hülfsadhäsionsvorrichtung	. . .	5 »
Betriebsgewicht	. . . .	33 »

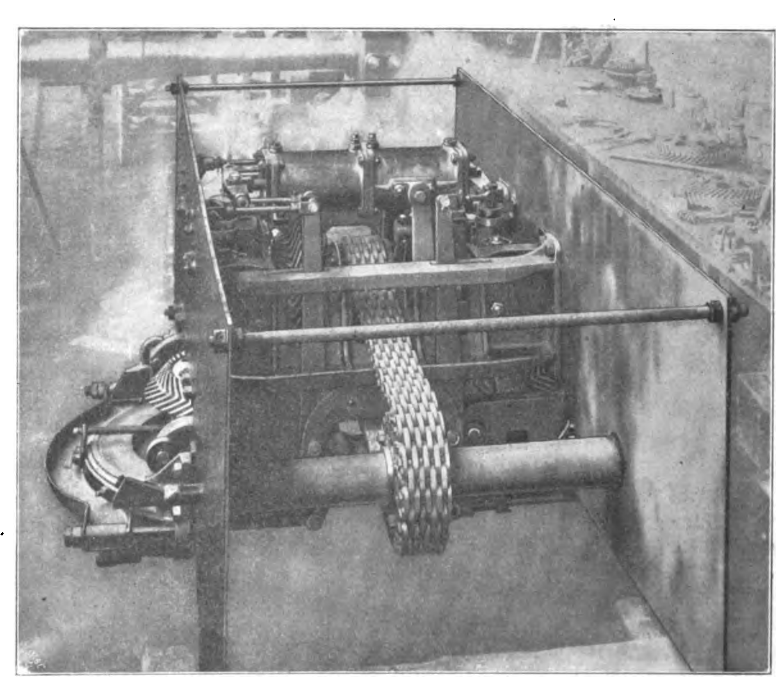
Jedes Paar von wagerechten Reibrädern, die vor und hinter den gekuppelten Achsen angeordnet sind, wird von der benachbarten Achse durch eine kräftige Kette angetrieben, s. Fig. 21 und 22. Die Anpressung der Reibräder kann je nach den Steigungen und Witterungsverhältnissen mit Hülfe des beschriebenen Druckluftreglers zwischen 0 und 50 t verändert werden, wobei nur das Pendelgewicht, das im Sommer 35 kg wiegt, im Winter durch Zusatz von Bleigewichten auf 60 kg erhöht zu werden braucht. Neben der auf die senkrechten Treibräder wirkenden Handbremse und einer gleichzeitig die senkrechten und die wagerechten Räder beeinflussenden Druckluftbremse stehen für die Sicherung des Betriebes eine auf die mittlere Führschiene wirkende Klemmbackenbremse und Gegendampf zur Verfügung, der an den senkrechten und an den wagerechten Rädern zur Wirkung kommt.

Nimmt man den Gesamtdruck auf die mittlere Schiene mit 50 t und das Adhäsionsgewicht mit 32 t an, so kann die Lokomotive bei einer Adhäsionsziffer von 1 : 11 eine Gesamtlast von 27 t, bestehend aus drei beladenen Anhängewagen, noch auf 120 vT Steigung fördern. Die im wirklichen Betrieb erzielte Fahrgeschwindigkeit beträgt rd. 15 km/st, und zwar dauert die Fahrt von Clermont-Ferrand bis La Baraque mit drei 27 t schweren Anhängewagen 1 st, von Clermont-Ferrand bis zum Gipfel des Puy de Dôme mit zwei 18 t schweren Anhängewagen $1^1/_4$ st.

Die Anhängewagen sind teils geschlossene Wagen mit 30 Sitz- und 10 Stehplätzen, teils offene Sommerwagen mit 40 Sitzplätzen. Fig. 23 und 24 stellen einen geschlossenen Anhängewagen dar, dessen Einrichtung sich von andern Wagen nur dadurch unterscheidet, daß er mit einem Paar wagerechter, gegen die Führschiene federnd angedrückter Räder versehen ist, die das Bremsen des Zuges unterstützen. Diese Räder greifen

Fig. 21 und 22.

Adhäsionsvorrichtung



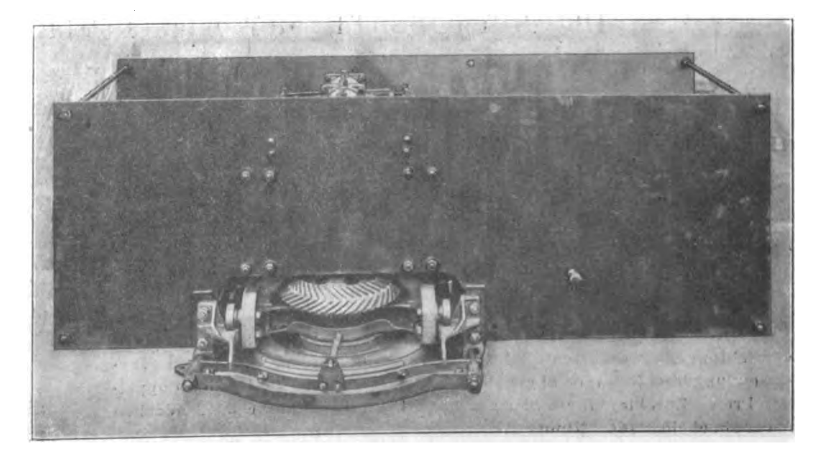


Fig. 23 und 24. Geschlossener Anhängewagen.

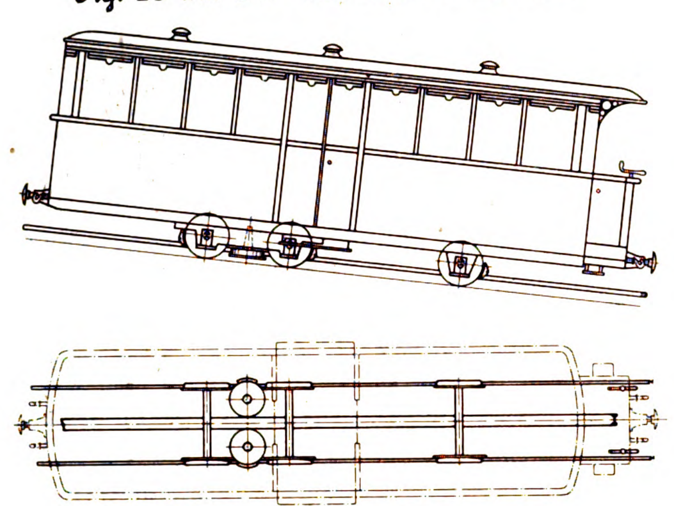
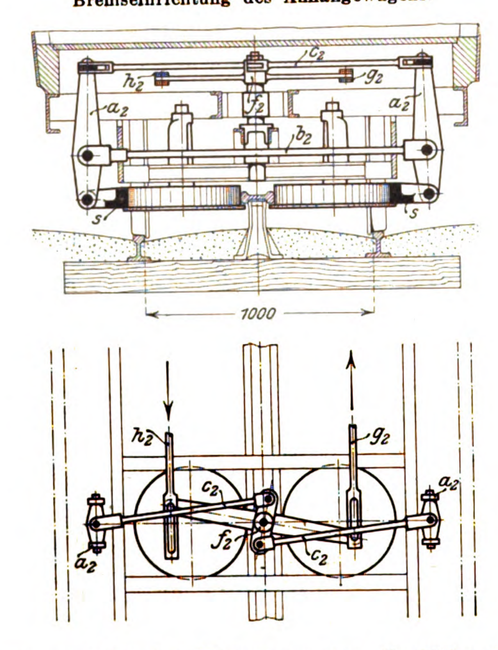


Fig. 25 und 26.

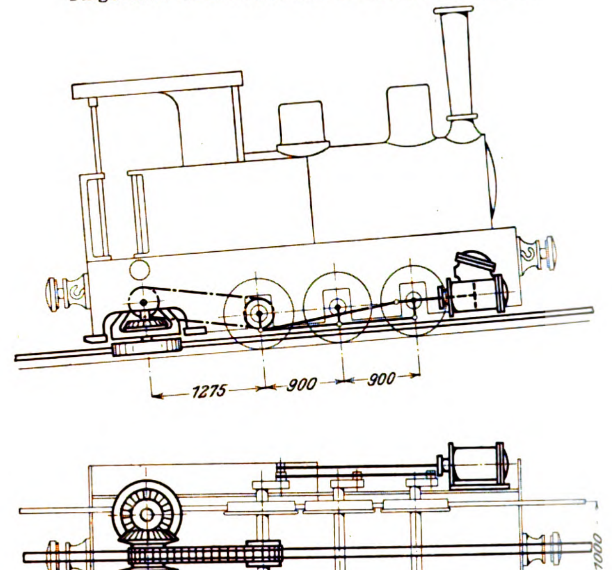
Bremseinrichtung des Anhängewagens.



mit ihren vorstehenden Kränzen unter die Führschiene und verhindern, daß der Wagen entgleist oder durch den mitunter sehr heftigen Wind umgeworfen wird. Von dem an einem Ende des Wagens befindlichen Führerstand aus können die Druckluftbremsen für die senkrechten und wagerechten Räder, eine Handbremse für die senkrechten und eine Handbremse für die wagerechten Räder in Tätigkeit gesetzt werden. Fig. 25 und 26 zeigen die Bremseinrichtung für die wagerechten Räder dieses Wagens. Die Bremsbacken s werden durch Hebel a_2 angedrückt, die durch Stangen b_2 gekuppelt sind und an ihren oberen Enden durch Stangen c_2 von einem vierarmigen Hebel f_2 betätigt werden. Dieser Hebel wird entweder durch die Stange g_2 von dem Druckluftzylinder oder durch die Stange h_2 von dem Sicherheitshebel am Führerstand aus angetrieben. Die Bremsen wirken sehr sicher; im Verlauf eines Versuches

Fig. 27 und 28.

Umgebaute Lokomotive der Französischen Südbahn.



konnte man die stärksten Steigungen der Strecke ohne Lokomotive hinunterfahren.

Schließlich ist noch ein Fall zu erwähnen, in dem die Einrichtung für zusätzliche Adhäsion nachträglich an einer Lokomotive der Französischen Südbahn angebracht worden ist. Die $^3/_3$-gekuppelte Lokomotive von 20 t Betriebsgewicht, die eine 4 km lange, bis zu 50 vT ansteigende Strecke in der Nähe von Toulon befährt, hat ein Paar wagerechter Reibräder unterhalb der Feuerbüchse erhalten, s. Fig. 27 und 28, die mit 0 bis 20 t Druck gegen die mittlere Schiene angepreßt werden können. Durch diesen Umbau ist es ermöglicht worden, auf der Steigung von 50 vT 65 t mit 8 km/st zu befördern, gegenüber 30 t bei einfachem Adhäsionsbetrieb.

Die Aufschließung der Nickelerzlagerstätten in Neukaledonien.[1]

Von Direktor **G. Dieterich,** Chemnitz.

(Vorgetragen auf der 48sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1907)

(Schluß von S. 1815)

Nachfolgend sind die einzelnen Arbeitsvorgänge mit den entsprechenden Leistungen und Wagengeschwindigkeiten noch einmal dargestellt:

Linie I.

Leistung 40 t/st; Wagengeschwindigkeit 2 m/sk, Wagenabstand 120 m; befördert Erz vom Füllrumpf der Zentralstation nach dem Erzlager.

Linie II.

Leistung 100 t/st; Wagengeschwindigkeit 2 m/sk, Wagenabstand 54 m; befördert Erz vom Füllrumpf der Zentralstation nach der Station am Meer, Erz vom Erzlager über Linie IV

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder postfrei für 80 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.



und III durch die Zentralstation nach der Station im Meer, Kohle von der Station im Meer durch die Zentralstation über Linie III nach dem Kohlenlager, Sand (Schiffsballast) von der Station im Meer durch die Zentralstation nach dem Sandfüllrumpf auf Linie III, Personen und Waren von der Station im Meer nach der Zentralstation und umgekehrt, Dampfkesselwasser und Wasser für die Schiffe nach der Station im Meer.

Linie III.

Leistung 100 t/st; Wagengeschwindigkeit 2 m/sk, Wagenabstand 54 m; befördert Erz vom Erzlager über Linie IV nach der Zentralstation oder der Station im Meer, Kohle von der Zentralstation nach dem Kohlenlager, Sand von der Zentralstation nach dem Sandfüllrumpf.

Linie IV.

Leistung 100 t/st; Wagengeschwindigkeit 8 m/sk, Wagenabstand 22 m; befördert Erz vom Erzlager nach Linie III und nach der Station im Meer.

Für die Wahl des Systems der Hängebahnen kam in erster Linie der Umstand in Betracht, daß eine große Anzahl von selbsttätigen Kurvenumführungen stattzufinden hatte, bei denen die Wagen nicht vom Zugseil gelöst werden durften, wenn nicht bei der ziemlich dichten Wagenfolge — bis zu 22 m herunter — Störungen im Betrieb eintreten sollten; ferner mußte aber auch darauf Rücksicht genommen werden, daß, obgleich hier 4 verschiedene, in ihren Aufgaben von einander getrennte Zugseile zu betreiben waren, diese doch auf einander arbeiten mußten, so daß es ohne weiteres möglich sein mußte, die Wagen der einen Linie denen der andern zuzuführen. Da aber hier vier verschiedene und auch ganz verschieden beanspruchte Zugseile zu berücksichtigen waren, konnte natürlich nur ein System gewählt werden, mittelst dessen es möglich war, die durch das verschiedenartige Längen der Zugseile verursachten Unterschiede der Durchmesser unschädlich zu machen, ohne daß es erforderlich werden dürfte, die Klemmen nachzustellen oder zu ändern. Sämtliche Zugseile haben 15 mm Dmr. Dieses Maß bleibt aber nicht unverändert; nach längerem Gebrauch und je nach der Beanspruchung sinkt es bis auf 11 mm hinunter. Aus diesem Grund ist die Bleichertsche selbsttätige Klemmvorrichtung mit Unterseil[1]) gewählt, die Steigungen bis zu 45° zu befahren gestattet und zugleich vollkommen unempfindlich gegen die Veränderung des Zugseildurchmessers ist, da sie mit derselben Kraft ein Zugseil von 11 mm wie ein solches von 15 mm klemmt.

Die Ausführung der Bauarbeiten am Land bot keine nennenswerten Schwierigkeiten. Es war darauf Rücksicht zu nehmen, daß, wie schon früher erwähnt, in der dortigen Gegend schwere Stürme, Taifune, vorkommen, so daß bei den Rüstarbeiten und bei der Montage der hochliegenden Eisengerüste besondere Vorsicht walten mußte. Man ist dort an diese oft sehr plötzlich hereinbrechenden Stürme gewöhnt, ebenso aber auch an die gelegentlich ihres Auftretens nötigen Vorsichtsmaßregeln.

Größere Schwierigkeiten verursachte dagegen die Anlage der Landungsbrücke und der Drahtseilbahn über dem Meer, Fig. 29 bis 33. Es ist schon darauf hingewiesen worden, daß der Meeresboden anfangs felsig und flach, weiter hinaus schlammig und wenig tragfähig ist, daß aber auch die Landungsbrücke so weit vom Lande angelegt werden mußte, daß für alle Zeiten den Schiffen genügend tiefes Wasser, mindestens 10 m, zum Anlegen bleibt. Die Arbeiten zur Gründung der Pfeiler für die Landungsbrücke wurden, den dortigen eigentümlichen Verhältnissen entsprechend, in besonderer Weise durchgeführt, ein Unternehmen, das im Auftrage von A. Bleichert & Co. von der Tiefbauunternehmung F. H. Schmidt, Altona, mit vielem Glück zur Ausführung gebracht wurde. Die Pfeiler unter Wasser etwa mit Hülfe von Tauchern aufzumauern, war wegen des bewegten Meeres und des schlammigen Bodens nicht möglich; ebenso würde eine Druckluftgründung erheblichen Schwierigkeiten begegnet und in ihrem Erfolge sehr zweifelhaft gewesen sein. Man hätte die pneumatische

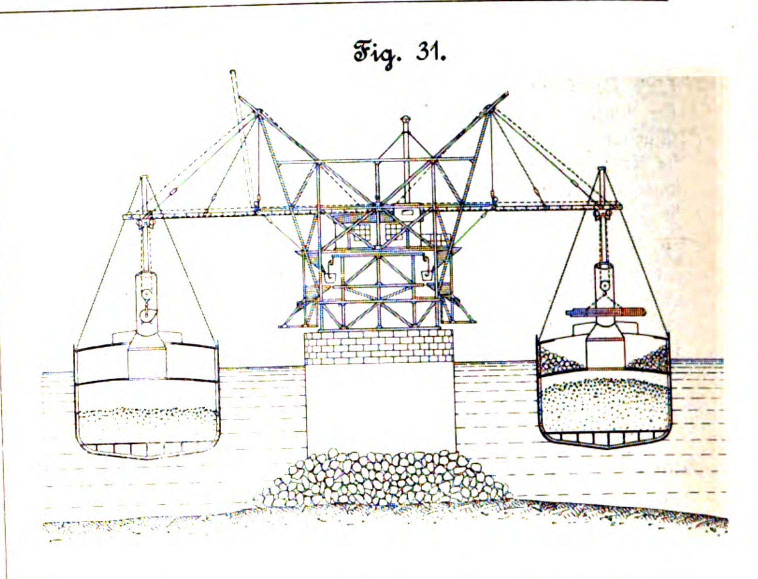
[1]) Z. 1902 S. 1770.

Fig. 29 und 30. Landungsanlage in Thio.

Station im Meer · SO +10,65 · −11,0 · 30,0 · 30,0 · 120,0 · 1000,0 · 40,0 · HW · +4,2 · Zentralstation · +10,94 · ±0 · 179° 30' · Linie I · Linie II · Linie III · Höhen 100 m 50 0 10 · Längen 500 m 0 50 100

Maschinenanlage auf Kähnen oder Schiffen draußen im Meere verankern müssen, wenn man nicht die Luftleitungen auf mehr als 1 km vom Land hätte hinauslegen wollen. Beide Wege waren aber ungangbar; denn ein einziger schwerer Sturm hätte die Luftleitungen zerstören, die Schiffe mit den Maschinenanlagen von ihren Ankerplätzen losreißen können, und dann wäre, wenn die Luftkasten voll Wasser gelaufen wären, die ganze Arbeit verloren gewesen. Zudem kannte man die tiefer liegenden Schichten des Meeresbodens zu wenig, um zu wissen, ob sie nicht noch Ueberraschungen gebracht hätten. Pfahlgründung verbot sich ebenfalls ohne weiteres, ebenso wie das Schlagen von Spundwänden, da man solche von mindestens 14 bis 15 m Höhe hätte anlegen und auch hier wieder damit rechnen müssen, daß man keine genügende Abdichtung nach unten erzielte. Man entschloß sich aus diesen Gründen dazu, die zur Umhüllung der Betonpfeiler beim Bau dienenden Spundwände schon gewissermaßen am Lande zusammenzustellen und sie im Ganzen hinauszufahren und zu versenken. Zunächst wurde der Meeresboden an der Stelle der Landungsbrücke durch tiefe Bagger so weit vom Schlamme befreit, daß man auf gewachsenen Boden, d. h. auf eine genügend tragfähige Kieslagerung, kam. Diese Kieslagerung wurde mit einer 3 bis 4 m hohen Schüttung schwerer Bruchsteine versehen, teils um durch ihr Gewicht den Boden vor der Anlage der Pfeiler etwas zu verdichten, teils aber auch, um ein Ueberfluten der ausgebaggerten Stelle mit Schlamm zu verhüten und um den Senkkasten eine genügende Unterlage zu geben.

Fig. 31.



Man hatte wohl ursprünglich die Absicht, die Senkkasten in Blech herzustellen, mußte aber mit Rücksicht auf die hohen Kosten der Montage davon Abstand nehmen. Man entschloß sich, sie mit Hülfe eines eisernen Konstruktionsgerüstes aus Holz anzufertigen. Da sie mindestens 14 m Dmr. haben mußten, wäre die Herstellung eines flachen Bodens, der den ganzen Auftrieb des Wassers beim Hinausschleppen und Versenken aufnehmen mußte, auch wieder kaum angängig gewesen, ganz abgesehen davon, daß ein solcher Riesentopf mit hochliegendem Schwerpunkt schlecht schwimmt und bei der geringsten Wellenbewegung Neigung zum Kentern zeigt. Aus diesem Grunde wurde folgende Anordnung gewählt, Fig. 34 und 35. Zwei Holzzylinder wurden hergestellt, ein innerer von 10 m Dmr. und ein äußerer von 14 m Dmr., so daß nur ein ringförmiger Boden von 2 m Breite, der sich sehr gut in genügender Stärke herstellen ließ, anzufertigen war. Diese Bottiche wurden auf einer am Lande geneigt angelegten Helling aufgebaut; zuerst wurde der Boden gelegt und dann darauf das Eisengerüst errichtet. Um das eiserne Gerüst wurden in faßdaubenähnlicher Weise verspundete Bohlen mit nach oben gerichteten U-Eisenringen zusammengezogen. Zum Ueberfluß wurde nachher noch der Zylinder außen bis etwa zur halben Höhe mit Dachpappe und geteertem Segeltuch überzogen und gründlich abgedichtet, so daß man einen vollständig dichten Schwimmkörper bekam. Aehnlich wie ein Schiff vom Stapel gelassen wird, wurden die Bottiche in das Meer befördert. Zwei kleine Bugsierdampfer schleppten sie an die Stellen, wo sie versenkt werden sollten. Dieses Schleppen war keine ganz gefahrlose Arbeit. Wie sich aus Fig. 36 ergibt, kamen diese riesigen runden Schwimmkörper, trotzdem sie sofort mit Ballast versehen wurden und trotz ziemlich tiefer Schwerpunktlage, ins Schwanken. Man hatte sie nämlich anfänglich statt mit festem Ballast mit Wasserballast versehen. Bei nur geringem Abweichen von der Wagerechten schlug aber dieser Wasserballast nach der einen Seite, so daß die Gefahr des Ueberkippens sehr erheblich war. Glücklicherweise war beim Transport des ersten Bottichs das Meer ziemlich still, so daß sich der Schwimmkörper, nachdem er einige Male hin- und hergependelt hatte, wieder beruhigte und nun gefahrlos hinausgeschleppt werden konnte. Das Versenken an Ort und Stelle geschah durch Einlassen von Wasser, zu welchem Zweck einige besondere Klappen mit Schiebern in den Seitenwänden angebracht waren, die gleichzeitig geöffnet wurden, da, wenn eine Klappe nur ein wenig früher geöffnet wurde als die andre, der Bottich sich infolge der Rückwirkung des schief einströmenden Wasserstrahles zu drehen begann, eine

Fig. 34.

Senkkasten für die Brückenpfeiler Aufbringen der äußeren Verschalung.

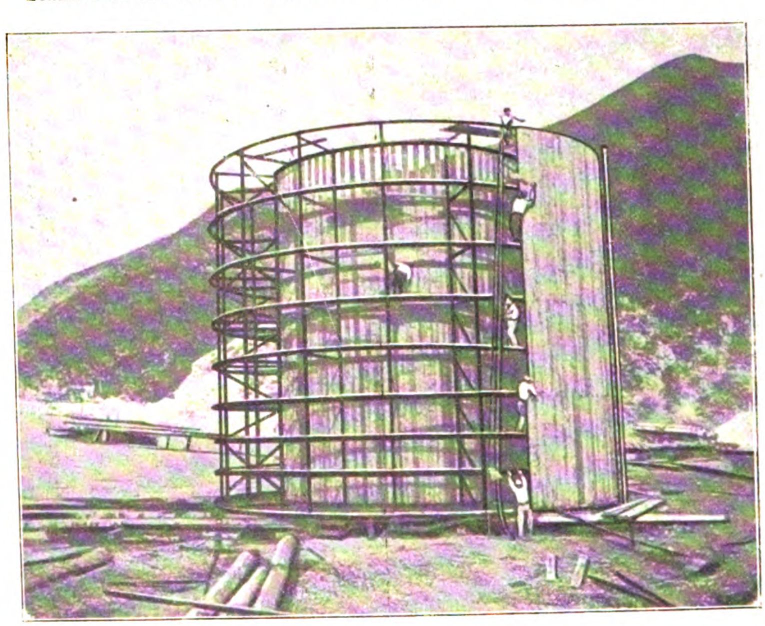


Fig. 36. Schleppen der Senkkasten.

Der Kasten kippt infolge Ueberschlagens des Wasserballastes.

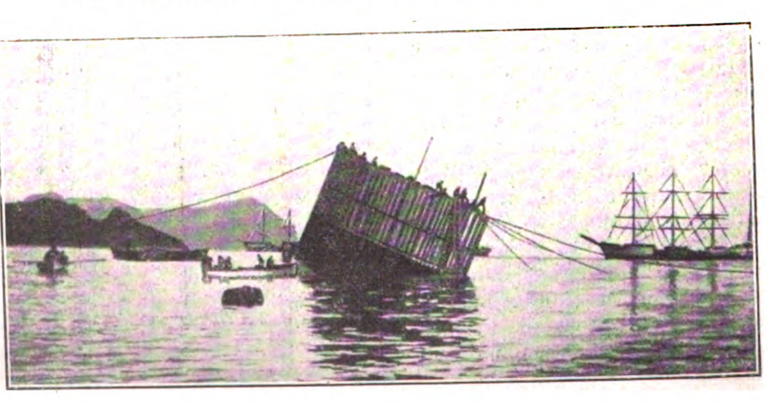


Fig. 31 bis 33. Landungsbrücke in Thio.

Fig. 32.

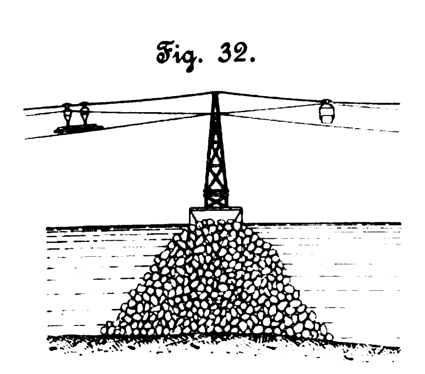
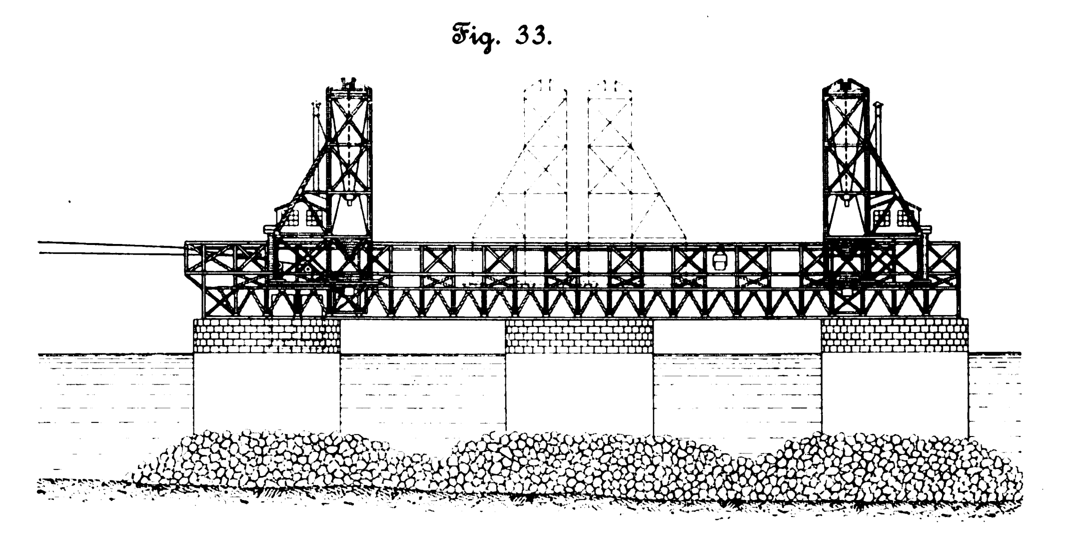


Fig. 33.



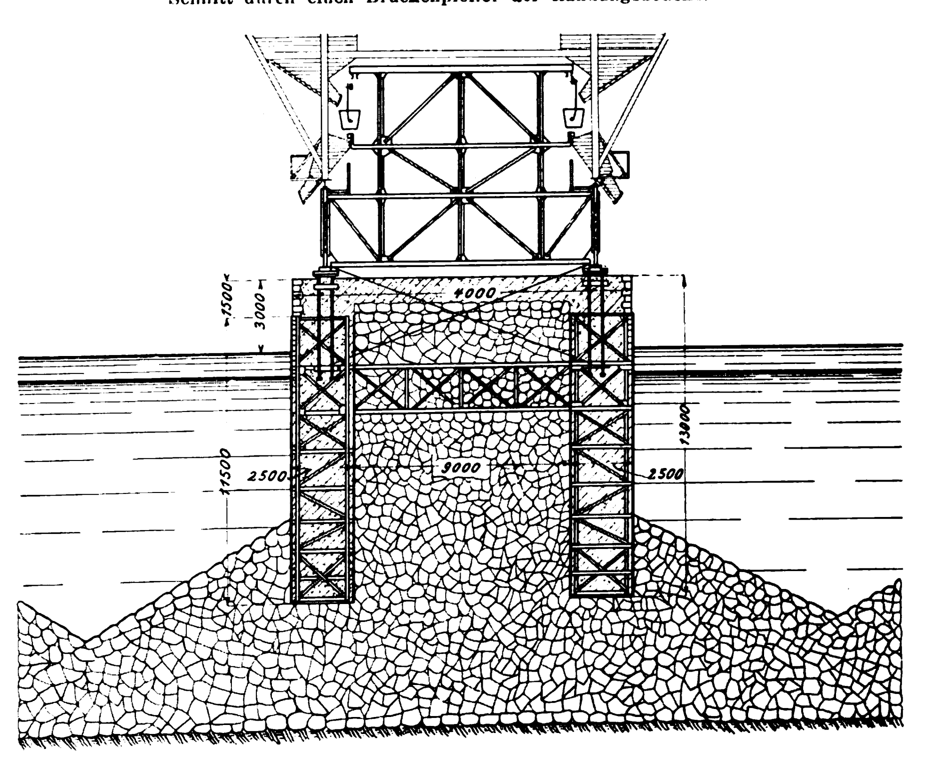
Erscheinung, auf die man nicht gut vorbereitet sein konnte. Jedoch auch dieser Uebelstand wurde nachher leicht vermieden.

Nachdem sich die Senkkasten auf die Steinschüttung aufgesetzt hatten, wurden sie mit Wharpankern in größerer Entfernung festgelegt, und nun begann das Füllen und Ausmauern. Zunächst wurde der äußere Ring mit Beton angefüllt, und zwar immer in Lagen, die gleichmäßig über den ganzen Umfang verteilt wurden. Man stellte auf den Rand des Senkkastens einen sich im Kreise drehenden Laufkran, der mit Hülfe von sich selbst öffnenden Kübeln den am Lande gemischten und auf Prähmen herangefahrenen Beton unter Wasser brachte und ihn auf den Boden des Kastens absetzte. Durch den eingebrachten Beton wurde das im Hohlraum enthaltene Wasser nach und nach verdrängt; es lief durch Klappen ab, die etwas über Hochwasserspiegel im oberen Teile des Kastens angebracht waren. Nach dem Füllen des äußeren Ringes blieben die Kasten eine Weile stehen, um die Steinschüttung unter ihnen auf dem Boden wieder etwas zusammenzupressen. Sodann wurde der innere Hohlraum bis obenhin mit Bruchsteinen, teilweise auch mit Betonklötzen angefüllt, solange, bis gleiche Höhe mit der Ausfüllung des äußeren Ringes erreicht war und man somit einen festen Steinpfeiler von 14 m Dmr. und 11 m Höhe erzielt hatte. Auf den oberen äußeren U-Eisenring wurde sodann eine 3 bis 4 m hohe Mauer aus behauenen Bruchsteinen aufgesetzt, die so hoch bis unter Niedrigwasser geführt wurde, daß die entsprechende Brückenhöhe über Hochwasser erreicht wurde. Diese Mauer umschloß eine etwa 1,5 m dicke Betonplatte, die den ganzen Pfeiler nach oben abschloß. Um in der Längsrichtung der Brücke den Pfeilern innerlich eine größere Festigkeit zu geben, wurde durch den inneren Hohlraum der Eisenkonstruktion ein Gitterträger hindurchgelegt. Durch das Aufmauern und die dadurch erzielte höhere Belastung der Pfeiler wurde nach und nach die Steinschüttung derart zusammengedrückt, daß die Pfeiler gegenüber dem ersten Aufsetzen auf die Schüttung um ungefähr 2 m einsanken. Das erfolgte so regelmäßig, daß, nachdem die Bewegung zum Stillstand gekommen war, die Pfeiler nicht aus dem Lot gewichen waren. Man umschüttete nun sämtliche Pfeiler bis über das erste Drittel ihrer Höhe auch noch von außen mit schweren Bruchsteinen, so daß sich, als diese Arbeiten beendet waren, eine aus 3 Spitzen bestehende feste Felseninsel gebildet hatte, auf der die Brücke leicht zu verlegen war.

Um nach Möglichkeit eine seitliche Beanspruchung der Pfeiler durch die später anlegenden Schiffe zu vermeiden, sah man davon ab, die Pfeiler oder die Brücke mit Schiffsringen für größere Schiffe zu versehen; man ging vielmehr dazu über, in einem größeren Umkreis um die nun gebildete künstliche Insel herum Bojen zu verankern, an denen die Schiffe festmachen müssen, und zwar sind die Bojen derart angeordnet, daß die Schiffe nach allen Richtungen festgelegt und gehalten werden können, ohne daß sie an die Brücke selbst angehängt werden.

Fig. 35.

Schnitt durch einen Brückenpfeiler der Landungsbrücke.

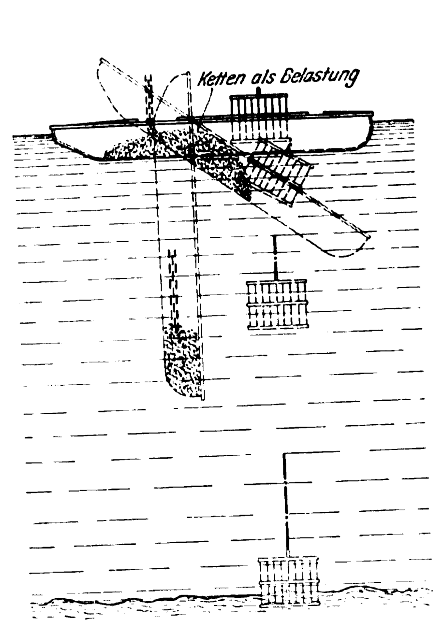


Das Festlegen dieser Bojen war eine bemerkenswerte wasserbautechnische Arbeit. Es waren große Betonblöcke zu versenken, an denen die Ketten für die Bojen festzumachen waren. Es geschah dies folgendermaßen, Fig. 37 und 38: Nachdem die Ankerblöcke auf dem Land in großen hölzernen Kasten, die mit Beton ausgestampft waren, fertiggestellt worden waren, wurden sie mit Hülfe eines Prahmes auf See geschleppt. Da jedoch ein großer Schwimmkran zum Abheben der Blöcke von den Prähmen und zum Versenken derselben nicht vorhanden war (ein solcher Klotz wiegt 15 bis 20 t), mußte man das Versenken an den dafür

bestimmten Stellen von einem kleinen Dampfer aus vornehmen. Man stellte deshalb den Klotz auf das hintere Ende des Prahmes und belastete letzteren am vorderen Ende, damit er einen Gewichtausgleich bekam, mit Schiffsketten. Sodann schlang man um den Rumpf des Bugsierdampfers eine große Drahtseilschleife, die so angeordnet war, daß sie von der Schiffswinde nachgelassen werden konnte, und zog die Schleife durch den Halterring des Klotzes, nachdem der Prahm dicht neben den Dampfer gelegt worden war. Hierauf wurde die im vorderen Teile des Prahmes liegende Kette vom Dampfer aus aus dem Prahm herausgezogen; hierdurch wurde der Prahm an diesem Ende entlastet und drückte sich mit seinem hinteren Ende, woselbst der Klotz lag, so tief in das Wasser, daß dieses einströmte und der Prahm wegsank. Der Klotz wurde dadurch frei und rutschte nun, frei im Wasser hängend, unter den Rumpf des Dampfers, von dem aus er dann langsam auf den Meeresboden hinuntergelassen wurde. Man hatte nun aber die Vorsicht gebraucht, den Prahm außer mit den Ketten, die zum Lastausgleich dienten, noch mit einigen weiteren Ringen von Ketten zu belasten, die beim Versinken des Kahnes frei nach unten rutschten, so daß er, in seiner Längsrichtung aufrecht stehen, nach dem Abrutschen des Klotzes mit dem vorderen Ende wieder aus dem Wasser auftauchte und vom Dampfer aus geborgen und wieder leergepumpt werden konnte. Auf diese Art war es möglich, mit einem einzigen Prahm und ohne Hülfe eines Kranes die sämtlichen Ankerblöcke zu versenken.

Fig. 37 und 38.

Versenken der Anker-Betonblöcke für die Bojen.



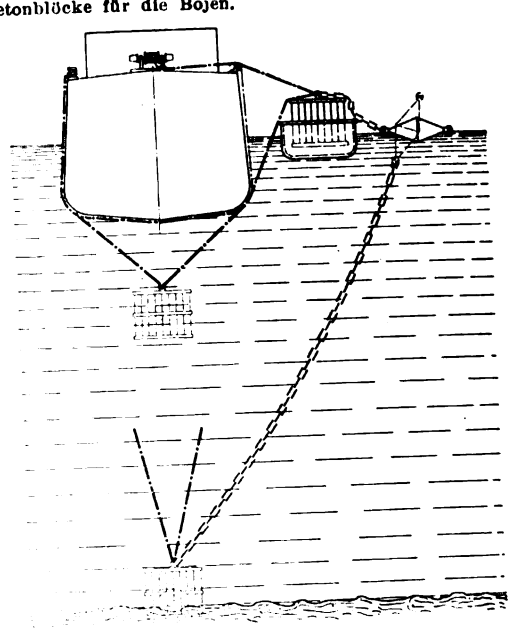
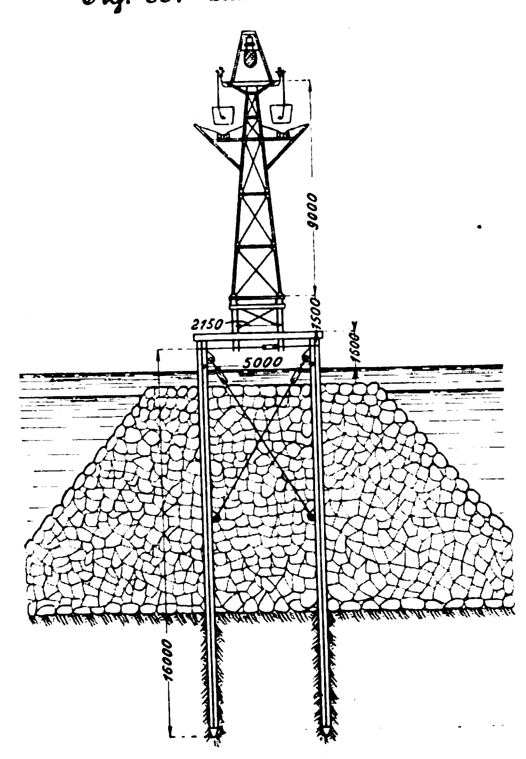


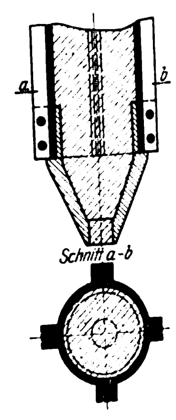
Fig. 39. Seilbahnstütze im Meer.



Die als Auflager der Drahtseilbahn dienenden Stützen im Meere mußten natürlich auch auf entsprechende Unterbauten gesetzt werden. Doch sah man davon ab, sie mit Senkkasten zu gründen, sondern begnügte sich mit einer Gründung auf Pfählen im weichen Meeresboden und auf gemauerten Betonpfeilern auf den felsigen Riffen dicht am Ufer. Die letzteren wurden durch Taucher hergestellt, indem Spundwände aufgerichtet und mit Beton unter Wasser ausgestampft wurden. Die Pfeiler im weichen Boden, Fig. 39, wurden mittels eiserner Rammpfähle, Fig. 40 und 41, gegründet, von denen jeder aus 4 Quadranteisen zusammengenietet und mit einem gußeisernen, unten offenen spitzen Schuh versehen war. Diese Pfähle wurden bis auf den festen Boden gerammt, durch eiserne Querverbände und Anker miteinander zu einem festen Gerüst verbunden und dann von außen mit Bruchsteinen umschüttet. Ferner wurden die Pfähle selbst nach dem Rammen vollständig mit Beton ausgefüllt. Auf das so errichtete Unterwassergerüst wurde eine eiserne Bühne aufgebaut, die über Hochwasser hinausragte, und auf die nachher die eisernen Stützen normaler Konstruktion in einer Höhe von etwa 15 m gesetzt wurden.

Fig. 40 und 41.

Spitze eines eisernen Rammpfahles.



Da über die Drahtseilbahn nicht allein der Güter-, sondern auch der Personenverkehr zu gehen hatte und namentlich beim Beladen von Schiffen sehr häufig Nachtbetrieb in Frage kommt, wurden die Stützen ferner noch mit einem besondern Aufbau zur Aufnahme je einer Bogenlampe versehen, um die ganze Strecke elektrisch zu beleuchten, ebenso wie die Landungsbrücke in allen ihren Teilen mit Bogen- und Glühlampen elektrisch beleuchtet ist. Das Elektrizitätswerk ist mit der Zentralstation der Drahtseilbahn am Lande insofern verbunden, als beide eine gemeinsame Dampfmaschine besitzen. Der elektrische Strom zur Beleuchtung der Landungsbrücke und der Drahtseilbahnstrecke über dem Meere wird durch zwei frei aufgehängte isolierte Kabel zugeführt, die unterhalb der Zugseil-Tragrollen auf Isolatoren gelagert und durch Gewichte am Ende abgespannt sind. Von diesen Kabeln zweigen die Leitungen zu den Bogenlampen der einzelnen Stützen und auch diejenigen der Brückenbeleuchtung ab. Ferner tragen die Stützen noch eine oberhalb der Tragseile und zwischen diesen liegende Leitung aus Phosphorbronzedraht zur telephonischen Verbindung von Landungsbrücke und Zentralstation.

Die übrige Montage der Drahtseilbahn und der Tragseile vollzog sich in üblicher Weise ohne Schwierigkeiten.

Die Landungsbrücke, Fig. 31 bis 33, besteht aus zwei Teilen, die auf dem mittleren Pfeiler stumpf gegeneinander

stoßen. Jeder dieser Brückenteile ist rd. 35 m lang, so daß sich eine Gesamtlänge der Brücke von rd. 70 m ergibt. Die lichten Spannweiten dieser Brückenteile betragen je 29,5 m. Jeder Brückenteil, Fig. 42 und 43, besteht für sich wieder aus zwei Hauptträgern mit parallelen Gurten in einfacher Konstruktion, deren Höhe 3 m beträgt. Die beiden Hauptträger sind 11 m voneinander entfernt. Die Untergurte dieser Hauptträger sind aus Winkeleisen und dazwischen genieteten Stehblechen zusammengesetzt, während die Obergurte aus zwei mit ihren Stegen einander zugekehrten U-Eisen bestehen, auf deren Oberflansch mit Hülfe von darüber gelegten Quereisen die Schiene zur Aufnahme der verfahrbaren Krane angebracht ist. Auf dem mittleren Pfeiler liegen die Brückenteile mit ihren Enden auf einem festen Lager; auf den äußeren Pfeilern ist je ein Rollenlager angeordnet, um der Brücke freie Beweglichkeit unabhängig von den Pfeilern zu geben. Die Querverbände der Brücke bestehen ebenfalls aus parallelen Gitterträgern, über denen sich die Binder zur Aufnahme der Arbeitbühne und der Hängebahn erheben. Die Binder sind ihrerseits wieder durch U-Eisen in der Längsrichtung miteinander verstrebt. Das die Köpfe der obenliegenden Quer-U-Eisen verbindende Längs-U-Eisen bildet gleichzeitig den Hauptbalken zur Aufnahme der Hängebahnschuhe. Die Arbeitbühne der Brücke liegt etwa 2 m über den Obergurten der Hauptträger, denen entlang sich jedoch noch zur Bedienung der Fahrantriebe der Krane eine 1 m breite Hülfsbühne zieht. Das dem Lande zugekehrte Ende der

Fig. 42. Landungsbrücke.

Hauptträger von der Seite gesehen, ohne Binderaufbau.

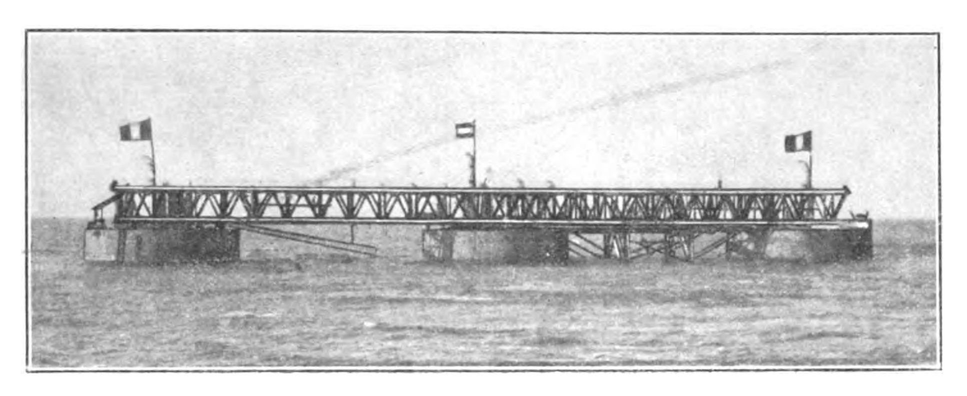


Fig. 43.

Landungsbrücke und Verladekran in Montage.

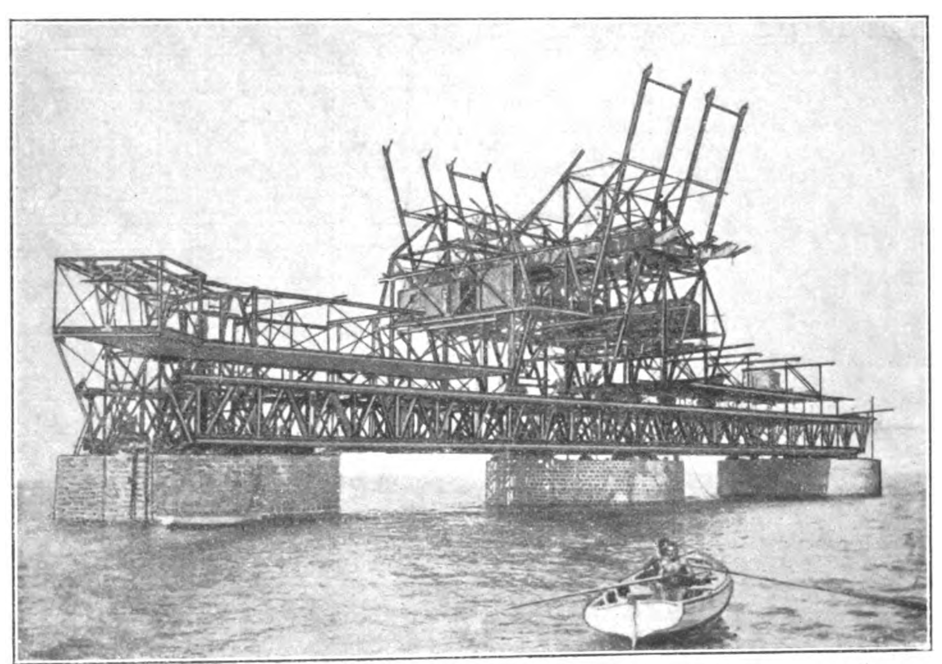
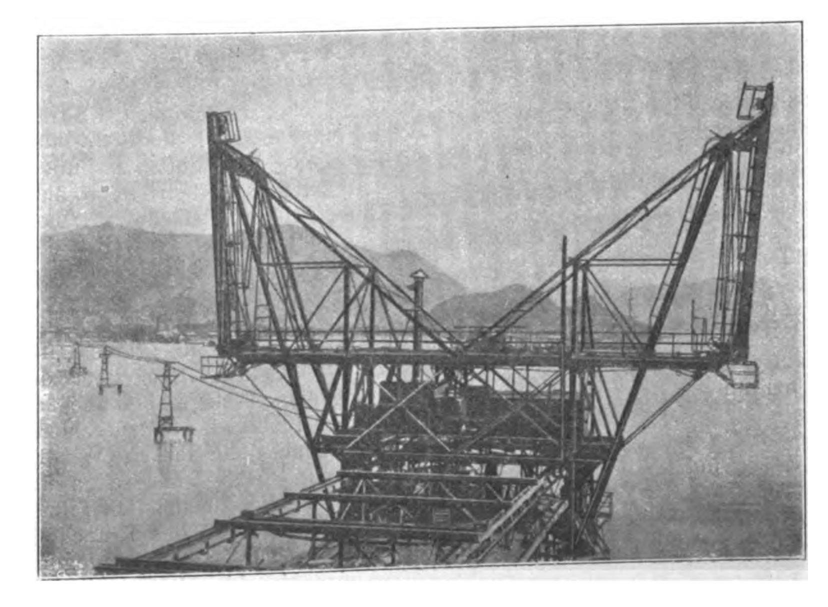


Fig. 44.

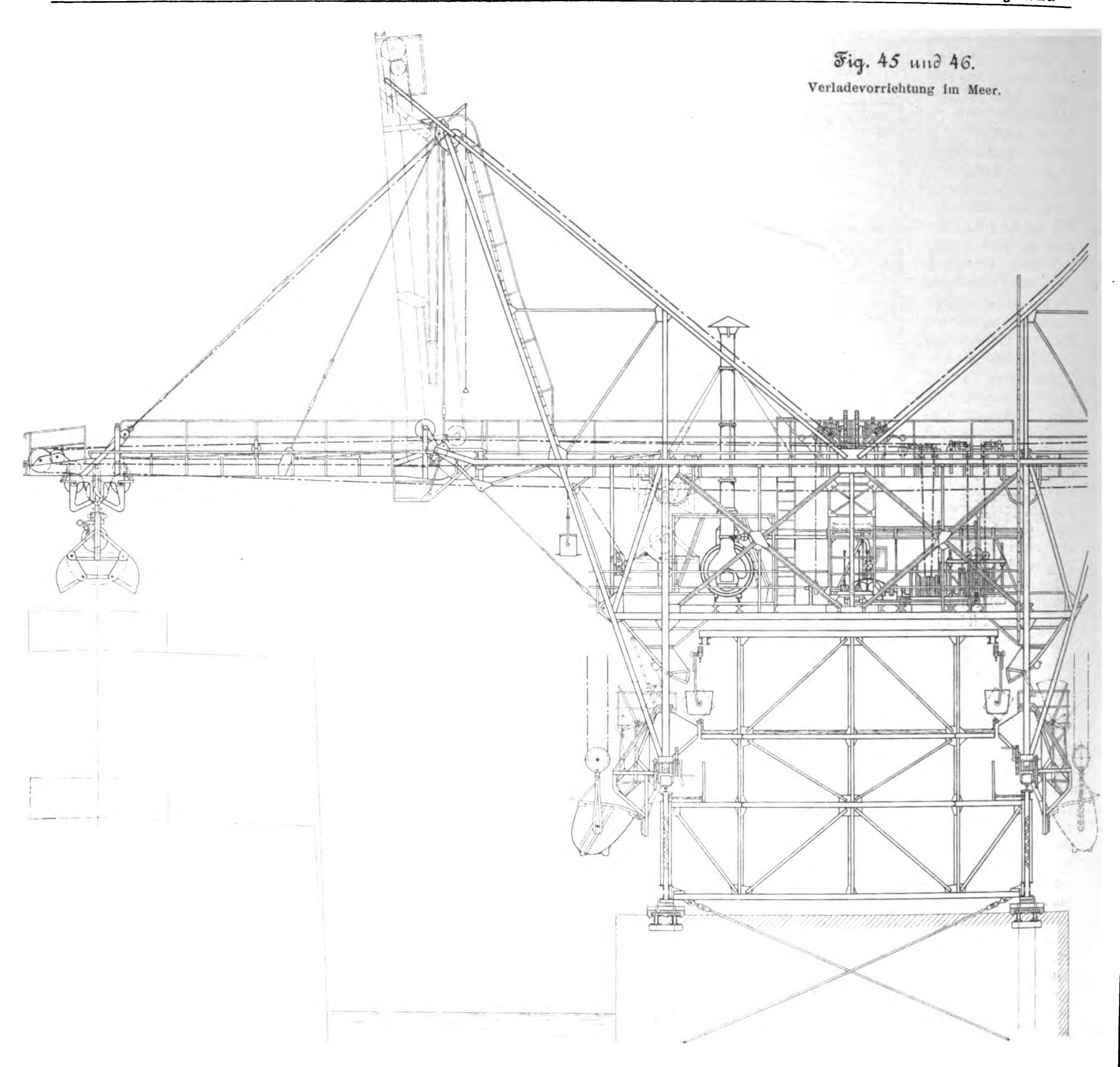
Verladekran in Seitenansicht.



Brücke hat einen balkonartigen Ausbau, der sich unter einem stumpfen Winkel an die Brückenachse anschließt und die Auflagerschuhe für die Tragseile der Drahtseilbahn sowie die Spanngewichtrollen dieser Tragseile trägt. Die Spanngewichte der Tragseile hängen in einer Vertiefung des vorderen Pfeilers. Die Auflagerschuhe des Tragseiles sind an der Stelle, wo sie den Uebergang zu den festen Hängeschienen der Brücke vermitteln, mit seitlichen Gußstahlplatten belegt, um die Tragseile, die an den Ablenkstellen durch die Wagen besonders stark angegriffen werden, vor Beschädigungen zu schützen. Die Tragseile vom Land nach der Brücke von 39 mm Dmr. sind am Land in der Zentralstation fest verankert und auf der Brücke mit Hülfe von angeschlossenen flachlitzigen Spannseilen, die sich über große gußeiserne Spannrollen legen, durch Gewichtbelastung abgespannt.

Der Antrieb der Drahtseilbahn erfolgt von der Zentralstation. An die Drahtseilbahn schließen sich unmittelbar die Schienen der Hängebahn an, auf der die von der Seilbahn kommenden Wagen mit der Hand fortbewegt werden. Die Hängebahn auf der Brücke ist mit mehreren Umführgleisen und Weichen versehen, so daß die ankommenden Seilbahnwagen nicht immer den Weg über die ganze Brücke zurücklegen müssen. Die Hängebahnschienen sind im oberen Teile des Gerüstes mit Hülfe gußeiserner Schuhe unmittelbar an den Querbindern des Brückenträgers, deren Obergurte aus diesen Gründen überstehen, aufgehängt.

Die ebenfalls von A. Bleichert & Co. erbauten



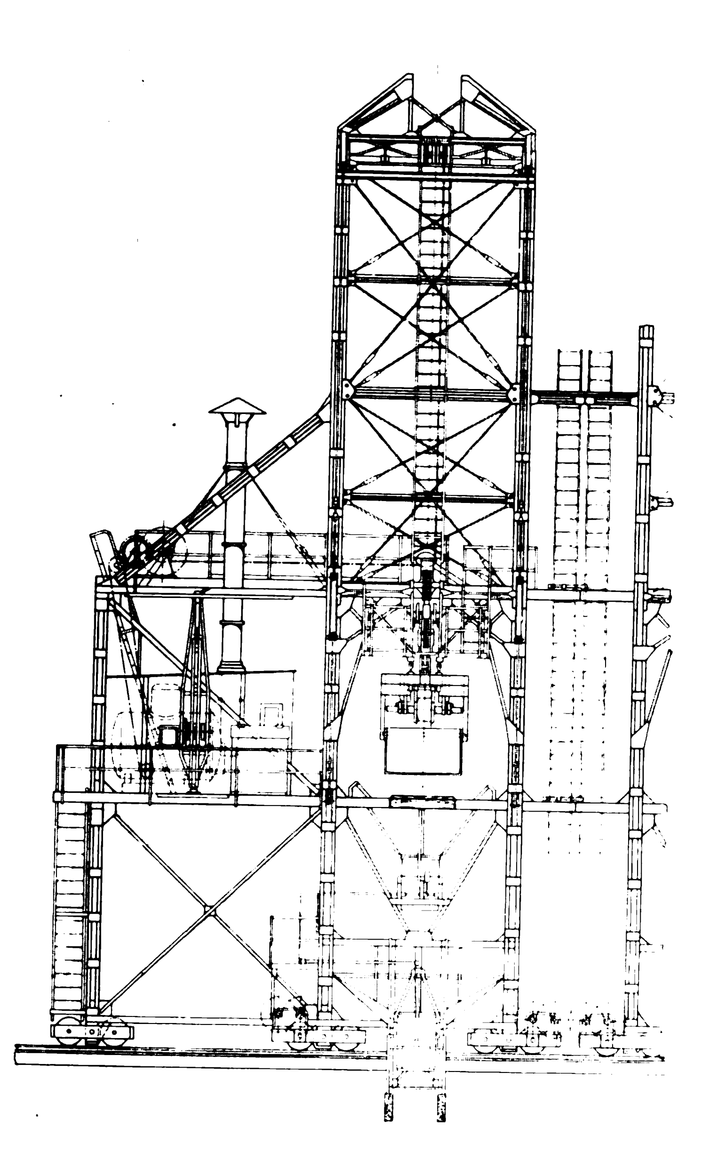
beiden Krane, Fig. 31 und 33 sowie Fig. 45 bis 47, sind doppelte Auslegerkrane mit hochnehmbaren Auslegern und mit Zweiseil-Laufkatzen, die Heben und Senken sowie Anhalten an jeder Stelle der Fahrbahn gestatten.

Die Krane haben folgende Maße:

Gesamtlänge der Laufbahn jedes Kranes	45,00	m
Länge jedes der beiden hochklappbaren Ausleger	12,30	»
Spannweite	11	»
Höhe jedes Kranes von Oberkante Laufschiene bis Laufbahn	9,23	»
Gesamthöhe von Oberkante Laufschiene	19,57	»
Höhe der Verladeanlage von Oberkante Wasser bis Laufbahn	15,98	»
Gesamthöhe der Verladeanlage	26,32	»
Gesamtbreite einschließlich Auslegerwindenbühne	10,30	»
Breite des Auslegers	1,00	»
» der Laufbahn	0,55	»
Innenfläche der Maschinen- und Windenhäuser	6 × 3,6	»
» » Kesselhäuser	3 × 4	»

Beide Krane überspannen portalartig den Binderaufbau der Brücke, an dem sich die Hängebahn befindet, und tragen auf einer Bühne, die dicht über den Binderaufbau hinweggeht, das Maschinenhaus mit Dampfmaschine und Kessel. Man hatte Dampfbetrieb gewählt, einerseits, um die teuern Kabel vom Elektrizitätswerk her durch das Meer zu vermeiden, anderseits auch, weil die Dampfmaschine leicht ausgebessert werden kann und gegen äußere Einflüsse wenig empfindlich ist.

Bei den außerordentlich großen Abmessungen der Krane — beträgt doch die größte Längenausdehnung der Fahrbahn rd. 50 m, ihre Höhe über dem Wasserspiegel bei hochgezogenem Ausleger beinahe 30 m — kam es natürlich darauf an, ihnen eine entsprechende Standfestigkeit, namentlich gegenüber den starken Windbeanspruchungen, zu geben. Deshalb wurde auch schon die Breite des Maschinenhausanbaues mit 5 m ziemlich reichlich gewählt, so daß der gesamte Radstand jedes Kranes etwa 10 m beträgt. Um die Krane jedoch noch mehr gegen schwere Stürme zu sichern, ist das Maschinenhaus des landseitigen Kranes nach dem Lande, das des wasserseitigen Kranes nach der entgegen-



gesetzten Seite angeordnet. Durch diese symmetrische Anordnung der Maschinenhäuser ist es möglich geworden, die Krane mit ihren Auslegerseiten dicht nebeneinander zu fahren und sie durch besondere Verankerungen miteinander zu verbinden. Sie bilden dann zusammen ein großes Bauwerk mit sehr breiter Grundfläche, das auch gegen die stärksten Stürme noch standsicher ist.

Die äußeren Teile der Ausleger sind auf eine Länge von 12,3 m hochklappbar, um das Anlegen der Schiffe ohne Querverholen zu ermöglichen; die Einrichtung hierfür ist die allgemein übliche.

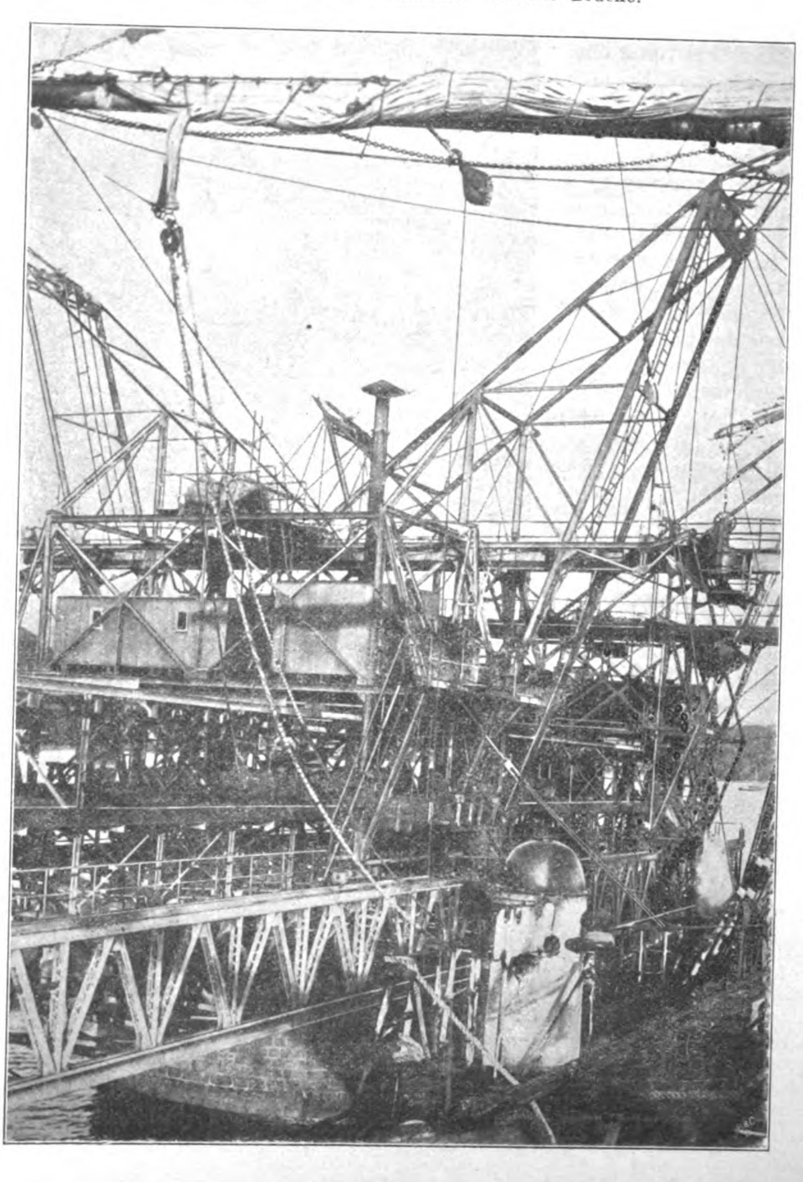
Die Krane sind derart eingerichtet, daß sie ebensowohl mit Greifern wie mit Kübeln betrieben werden können, und zwar ist ein sogenannter Trommelgreifer gewählt, bei dem sich die Schließkette auf die Trommelachse aufwindet, während sich die Hubkette beim Anziehen von der Trommel abrollt. Die Uebersetzung liegt im Unterschied der Durchmesser von Trommelachse und Trommel. Diese Greifer haben den Vorteil, daß sie, ohne daß die Hubseile ausgefädelt zu werden brauchten, leicht gegen Kübel ausgetauscht werden können, was hier besonders in Frage kam, da bald mit Kübeln, bald mit Greifern zu arbeiten ist. Die Laufkatze, welche die Greifer und Kübel trägt und die ganze Bahnlänge der Fahrbahn durchlaufen kann, wird von der Dreitrommelwinde aus bewegt, die unmittelbar mit der Dampfmaschine gekuppelt ist. Das von der einen der beiden Fahrtrommeln, die lose auf der Hauptwindenachse sitzen, kommende Katzenfahrseil ist mit seinem Ende an der einen Seite der Laufkatze befestigt. Auf der andern Seite der Laufkatze ist das Ende des nach der zweiten Fahrtrommel gehenden Seiles festgemacht, das sich, von der Laufkatze kommend, zuerst um eine an der einen Auslegerspitze befindliche Rolle schlingt und von dieser nach der entgegen gesetzten Auslegerspitze läuft, um sich hier über eine Umführrolle zu legen, von der aus es nach der zweiten Fahrtrommel geht.

Das Hubseil für die Auf- und Niederbewegung der Greifer oder Kübel ist, um einen geringen Durchmesser zu erzielen, doppelt angeordnet. Es ist an der äußeren Auslegerspitze mit Hülfe eines Federpuffers befestigt, läuft von hier aus über eine Umführrolle in der Laufkatze nach unten, schlingt sich um die doppelrillige Stahlflasche, die den Kübel oder Greifer trägt, und geht dann über die zweite Umführrolle der Laufkatze nach dem entgegengesetzten Auslegerende, wo es sich wieder um eine Umführscheibe herumlegt, von der aus es nach der Hubtrommel geht. Die Hubseiltrommel ist mit symmetrisch in entgegengesetzter Richtung verlaufenden Rillen versehen. Die beiden Fahrtrommeln und die Hubtrommeln sitzen auf der Hauptwindenwelle, mit der sie durch Reibkupplungen verbunden sind; letztere sind mit Bandbremsen versehen.

Zum Hochziehen der Ausleger sind oberhalb des Maschinenhauses zwei Winden eingebaut, die von der Dampfmaschine der Hauptwinde mit Hülfe von Ewartsschen Treibketten angetrieben werden. Von den Winden gehen mit Hülfe besonderer Seilführrollen die Stahldrahtseile über die Spitze

Fig. 47. Verladekran.

Ansicht der Maschinenhäuser und der Brücke.



des festen Auslegergerüstes nach der Spitze des beweglichen Auslegers, der in seiner wagerechten Lage durch Gelenkstangen festgehalten wird.

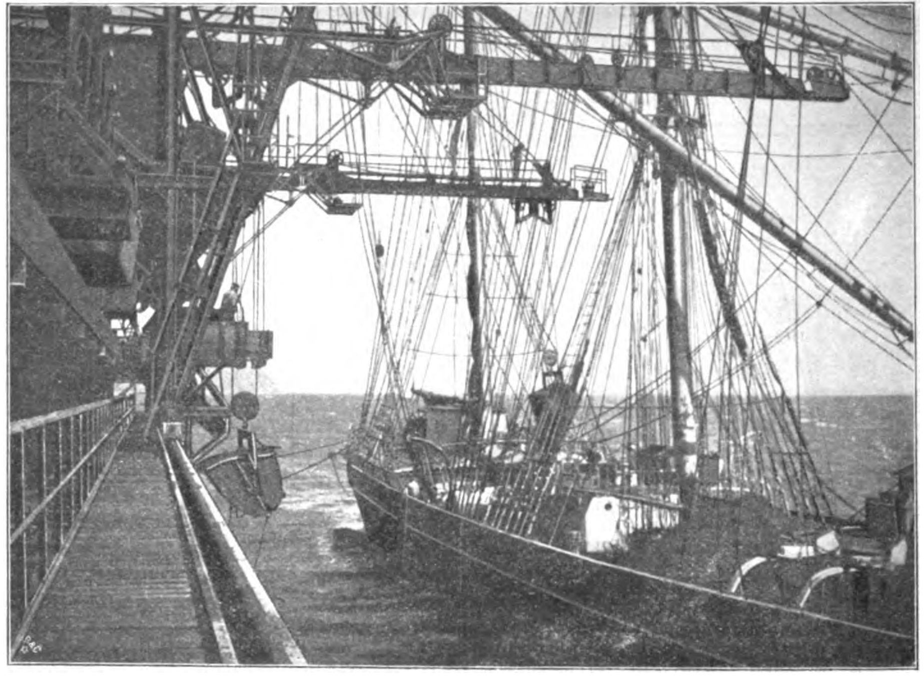
Die Dampfmaschine ist eine nicht umsteuerbare Zwillingsmaschine; Heben und Senken sowie die Umkehr der Katzenfahrbewegung erfolgen durch entsprechende Steuerung der Trommeln mit Hülfe der Bandreibkupplungen. Die Dampfmaschine bekommt ihren Dampf von einem liegenden Feuerröhrenkessel, wie er auf Schiffen üblich ist, von 20 qm Heizfläche. Das Speisewasser wird in besonderen Seilbahnwagen vom Land herübergefahren.

Zum Verfahren auf der Brücke ist jeder Kran mit vier handbetriebenen Fahrwerken versehen. Von maschinellem Antrieb der Fahrwerke konnte abgesehen werden, da die Krane nur ziemlich selten verfahren werden.

Zur Durchführung der verschiedenartigen Ladebetriebe ist jeder Kran mit vier Füllrümpfen und Schütttrichtern versehen, und zwar ist zunächst ein Schütttrichter in der Höhe der Arbeitbühne der Brücke in den Fuß des Kranes auf jeder Seite desselben eingebaut, Fig. 48. Die vom Land ankommenden Seilbahnwagen mit den Erzen werden in diese Schütttrichter entleert, die bei 4 m Länge und 2 m Breite je 5 cbm Inhalt haben. Die unteren Schütttrichter haben vom Kranfuß aus zu öffnende und zu schließende Schurren, unter denen sich die in der Fahrkatze hängenden Kübel von 3 cbm Inhalt zum Beladen der Schiffe festhängen können. Die Kübel werden von den Trichtern aus gefüllt und dann nach dem Schiffe hinüber gefahren, in dessen Raum sie entleert werden. Zum Entladen der Schiffe ist in der Höhe der Maschinenhausbühne auf jeder Seite des Kranes ein weiterer Rumpf von 8 cbm Inhalt eingebaut, dessen untere Auslaufschurre sich über dem unteren Rumpf derart öffnet, daß die Wagen der Drahtseilbahn ohne weiteres von innen aus gefüllt werden können. Die Klappverschlüsse der Schurre werden vom Führerstand aus bewegt, von dem aus auch die unteren Klappverschlüsse bedient werden. Soll ein Schiff entladen werden, so wird sein Inhalt mit Greifern oder Kübeln in die oberen Füllrümpfe entleert, von denen aus die Drahtseilbahnwagen, die über die Seilbahn nach dem Lande gehen, gefüllt werden.

Fig. 48.

Beladen eines Segelschiffes mit zwei Kranen.



Selbstverstnädlich sind die Verlader auch mit allen Sicherheits- und Hülfseinrichtungen versehen, die bei derartigen Anlagen erforderlich sind. So befindet sich oberhalb jedes Kranführerstandes ein Indikator mit zwei Zeigern, der die gesamte Bewegung der Seillaufkatze und der Kübel dauernd anzeigt. Die Krane sind an den Füßen mit Schienenklammern versehen, die sie gegen unbeabsichtigtes Vertreiben sichern. Zur Verständigung zwischen den einzelnen Führerständen dienen Sprachrohre und elektrische Läutewerke. Man kann mit der Anlage stets mehrere Arbeiten zugleich auszuführen; namentlich können immer mindestens zwei Schiffe gleichzeitig be- oder entladen werden, oder es kann das eine Schiff mit Erzen beladen werden, während ein auf der andern Seite der Brücke liegendes gleichzeitig Steine, Ballast oder Steinkohle löschen kann. Da die Drahtseilbahn über dem Meer 100 t/st nach jeder Richtung leistet, ergibt sich somit ein gesamter Umschlagververkehr bis zu 200 t/st. Die vertragmäßige stündliche Leistung jedes Kranes hat zu betragen: 100 t Erz beim Beladen, 60 t Sand und 40 t Kohle beim Löschen der Schiffe, so daß sich die stündliche Leistung beider Krane zusammen auf 200 t bezw. 100 t stellt. Ein 3000 t-Schiff, das früher zum Laden mindestens 20 Tage, in der Regel aber 40 bis 60 Tage brauchte, kann jetzt in 2 bis 3 Tagen beladen werden, während das Löschen des Ballastes auch nur eine entsprechend kurze Zeit in Anspruch nimmt. Einschließlich der an den Schiffen häufig notwendigen Instandsetzungsarbeiten nach der langen Reise von Europa um die Südspitze von Australien herum verkürzt sich die Liegezeit der Schiffe auf oftmals kaum halb soviel Wochen, wie früher Monate erforderlich waren. Gans besonders macht sich jedoch die Einrichtung noch in bezug auf die Ersparnis von Arbeitkräften bemerkbar. Während früher zum Beladen der Schuten und zum Ueberladen in die großen Schiffe oftmals mehrere hundert Arbeiter herangezogen werden mußten, genügen jetzt wenige Dutzend Leute zur Bedienung der ganzen Krananlage und der Hängebahn am Lande sowohl wie auf der Landungsbrücke.

Da die Tragfähigkeit der Krane mit Rücksicht auf die schweren Kübel und Greifer mit 5,5 t ziemlich hoch bemessen ist, lassen sie sich auch zum weiteren Güterverkehr, zum Umschlag von Stückgütern usw. bequem benutzen, so daß die Anlage nicht nur auf Erz- und Kohlenumschlag beschränkt zu bleiben braucht, sondern als eine vollkommene Landungsanlage für allgemeine Zwecke zu betrachten ist. Der sehr gefährliche Schutenverkehr zwischen dem Land und den Schiffen, der in der oftmals vorkommenden schweren Brandung vielfach Opfer forderte, hat vollständig aufgehört, da auch der Personenverkehr lediglich durch die Drahtseilbahn vermittelt wird.

Ein sehr wesentliches Transportgut ist außer den bereits genannten: Kohle, Erz und Sand, die lose verladen werden, noch das in Säcken zu verschickende Erz der seltenen Metalle, wie Kobalt, Chrom, Antimon usw. Diese Erze werden nicht durch Segelschiffe, sondern als Rückfracht durch diejenigen Dampfer nach Europa befördert, die Lebensmittel und Stückgüter nach Thio bringen. Ein großer Teil der dort lagernden Kohle, der dem eigenen Bedarf der Gesellschaft und der Bekohlung etwa ankommender Dampfer dient, wird übrigens auch als Rückfracht von den Segelschiffen aus Europa herübergebracht; doch ist der Kohlenumschlag vorläufig noch nicht sehr bedeutend.

Die sehr beachtenswerte und umfangreiche Anlage, die seit Ende vorigen Jahres in allen ihren Teilen fertiggestellt und dem Betrieb übergeben worden ist, überrascht in gewisser Beziehung durch die verhältnismäßig sehr kurze Bauzeit. Der Auftrag ist an Ad. Bleichert & Co. zu Ende des Jahres 1902 erteilt worden. Nachdem die Bauvorbereitungen in Europa getroffen waren — die sämtlichen

maschinellen Teile sind in Deutschland hergestellt —, konnte im Herbst 1903 mit dem eigentlichen Bau, den Gründungsarbeiten am Land und im Meere, begonnen werden, so daß es möglich wurde, schon am 1. Juni 1904 den ersten Senkkasten zu Wasser zu lassen. Im Frühjahr 1905 war der vollständige Aufbau des letzten Senkkastens einschließlich der Umschüttung usw. beendet, und Ende 1906 war die Montage sämtlicher Teile einschließlich der Krane und Brücken der Drahtseilbahn und der Hängebahnen am Land derart gefördert, daß der Betrieb aufgenommen werden konnte. Berücksichtigt man, daß in dieser sehr kurzen Bauzeit, die durch kleinere in der Natur der Sache liegende und unabwendbare Unfälle einige Verzögerungen erlitt, allein rd. 2000 t Eisenkonstruktionen zu verbauen waren, so erkennt man die sehr ansehnliche Leistung.

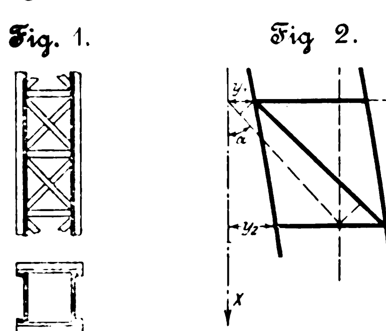
Auch die Erwartungen und Berechnungen, auf die man sich bei Aufstellung des Bauplanes und bei der Bearbeitung der Entwürfe in bezug auf die spätere Leistungsfähigkeit der gesamten der Aufschließung der Erzlagerstätten im Thiogebiete dienenden Einrichtungen gestützt hatte, sind in jeder Weise erfüllt worden, so daß hier durch das Zusammenarbeiten von französischem kaufmännischem Geist und deutscher Ingenieurkunst ein in seiner Art für schwierige Kolonialverhältnisse vorbildliches Werk geschaffen worden ist. Verfolgt man die Gesamtarbeiten von der Erzgrube bis zum Meere, Arbeiten, die der Schaffung eines vollständigen neuzeitlichen Bergbaues auf einem bis dahin jungfräulichen Boden gedient haben, und wirft man gleichzeitig einen Blick auf die Verhältnisse, unter denen ähnliche Werke in unserm europäischen Industriegebiet arbeiten, so wird man wohl die Bemerkung machen, daß in der Aneinanderreihung der verschiedenartigsten Betriebseinrichtungen, die alle nur einem Zweck, im wesentlichen dem Transport von Erzen gleicher Beschaffenheit dienen, der Grundsatz der Einheitlichkeit der Mittel, den wir in unsrer alten Großindustrie gewöhnt sind, nicht durchgeführt ist. Aber gerade hieraus ergab sich in diesem Falle der Erfolg. In der Verwendung der gegebenen, oft rohen Hülfsmittel, in ihrer Unterordnung unter einen leitenden Gedanken, der aus gleichzeitiger Berücksichtigung der gegebenen örtlichen Verhältnisse und der Verschiedenartigkeit der Menschen und ihrer Eigenheiten in einem wildfremden Gebiet geboren ist, findet sich gerade die für die Erschließung kolonialer Gebiete mit geringer Kultur dringend erforderliche Loslösung von dem Hergebrachten, das bei uns in Europa erprobtes Vorbild, dort aber nur Schablone ist. Die Nutzanwendung auf unsre eigenen Kolonialgebiete ergibt sich von selbst.

Knicksicherheit von Gitterstäben.[1])

Von **L. Prandtl**, Göttingen.

Der Bericht über den Einsturz der Quebec-Brücke, der kürzlich in der Rundschau dieser Zeitschrift veröffentlicht worden ist[2]), hat mir die Anregung zu der nachfolgenden kleinen Untersuchung gegeben. Es handelt sich um die Frage: Wie stark muß die Vergitterung eines zusammengesetzten Druckstabes gemacht werden, damit die Knicklast in der üblichen Weise nach der Eulerschen Formel berechnet werden darf, oder welche andre Berechnungsweise ist statt der Eulerschen einzuführen? Eine Behandlung dieser Frage in der technischen Literatur ist mir nicht bekannt.

Um die Entwicklungen möglichst einfach zu gestalten, will ich zunächst den Sonderfall betrachten, daß ein Gitterstab mit sehr starken Querschnitten und verhältnismäßig schwacher Vergitterung vorliegt, etwa nach Art von Fig 1.



Man kann dann annehmen, daß die Knickung so vor sich geht, daß die beiden Teile des Stabes parallel miteinander, jeder für sich, knicken; die Gitterdiagonalen erfahren dabei (von Nebenspannungen abgesehen) einfache Dehnungen, die leicht annähernd in Rechnung gezogen werden, wenn man annimmt, daß wie bei der einfachen Knickung die Mittellinie eines Gurtes die Gleichung

$$y = f \sin \frac{\pi x}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

befolge (erster Eulerscher Knickfall, l-Stablänge, f-Durchbiegung in der Stabmitte).

Streng genommen ist diese Annahme nur bei unendlich vielen Gitterfeldern gerechtfertigt; doch wird sie auch bei verhältnismäßig kleinen Felderzahlen noch eine brauchbare Annäherung liefern. Die durch das Ausknicken verursachte Verlängerung einer Diagonale ergibt sich unter der Voraussetzung, daß alle Formänderungen kleine Größen sind, aus Fig. 2 in einfacher Weise zu

$$\varDelta l = (y_2 - y_1) \sin \alpha;$$

ist a die Länge eines Feldes, also die Länge der Diagonale gleich $\frac{a}{\cos \alpha}$, so ergibt sich die Dehnung zu

$$\varepsilon_d = \frac{\varDelta l \cos \alpha}{a} = \frac{(y_2 - y_1) \sin \alpha \cos \alpha}{a}.$$

Mit derselben Berechtigung wie oben kann man auch hier so rechnen, als seien unendlich viele Felder vorhanden, und also für $\frac{y_2 - y_1}{a}$ $\frac{dy}{dx}$ schreiben[1]); man erhält hiermit:

$$\varepsilon_d = \frac{dy}{dx} \sin \alpha \cos \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Bei zwei gekreuzten Diagonalen ist die Dehnung der zweiten Diagonale von derselben Größe, aber von entgegengesetztem Vorzeichen. Die Spannkräfte in den Diagonalen ergeben sich somit zu

$$D_1 = + E F_d \varepsilon_d; \quad D_2 = - E F_d \varepsilon_d.$$

Die Druckkraft P, die das Ausknicken des Stabes hervorruft, möge an den Enden zentrisch angreifen. Sie möge in zwei Teile zerlegt werden, von denen der eine die Knickung der Gurte hervorbringt, der andre dagegen den Kräften der Diagonalen das Gleichgewicht hält: $P = P_g + P_d$. Der erste Anteil stimmt überein mit derjenigen Knicklast, die den beiden Gurten zukäme, wenn keine Diagonalen vorhanden wären; es ist also für zwei gleiche Gurte

$$P_g = \frac{2 \pi^2 E J_g}{l^2}.$$

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Mechanik) werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2]) s. Z. 1907 S. 1598.

[1]) Für diese erste Ableitung wäre dieser Uebergang nicht unbedingt notwendig gewesen, wie man sich an Hand des angewandten Rechnungsganges überzeugen kann; er geschah wesentlich im Hinblick auf die nachfolgende Entwicklung des allgemeineren Falles.



P_d läßt sich finden, indem man das Gleichgewicht der Querkräfte in einem wagerechten Schnitt, Fig. 3, betrachtet. Unter Vernachlässigung von kleinen Größen höherer Ordnung ist für zwei gekrümmte Diagonalen $P_d \frac{dy}{dx} = 2\,D \sin\alpha$; da sich D zu $E\,F_d \frac{dy}{dx} \sin\alpha \cos\alpha$ ergeben hat, findet man also

$$P_d = 2\,E\,F_d \sin^2\alpha \cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3).$$

Was hier für einen Gitterstab mit zwei Gurten und zwei Diagonalen in jedem Querschnitt gefunden wurde, läßt sich sofort auf den allgemeinen Fall übertragen, wo mehrere Gurten- und Diagonalensysteme vorhanden sind. Die gesamte Knicklast ergibt sich hier zu

$$P = \frac{\pi^2 E\,\Sigma J_g}{l^2} + E\,\Sigma\,F_d \sin^2\alpha \cos\alpha \quad . \quad . \quad (4).$$

Die vorstehende einfache Betrachtung wird unzulässig bei etwas schlankeren Stäben, bei welchen während des Ausknickens merkliche Längenänderungen der Gurte (Verkürzung des innen befindlichen, Verlängerung des außen befindlichen) vorkommen. In diesem Fall, wo nun die wagerechten Gitterstäbe während des Ausknickens nicht mehr parallel bleiben, müssen die Drehungen dieser Stäbe bei der Berechnung der Dehnung ε_d der Diagonalen in Rechnung gezogen werden.

Fig. 3.

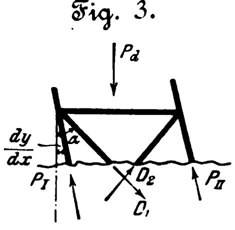
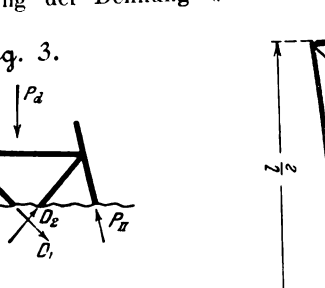


Fig. 4.



Wenn man wieder davon absieht, daß die Diagonalen einen kleinen Teil der Längskraft P aufnehmen, so ergibt sich auch hier eine Zweiteilung der Last P. Von den ausknickenden Gurten wird wieder der Anteil P_g getragen, der sich genau wie früher berechnet; nur der Rest $P - P_g$, der hier mit P_f bezeichnet werden möge, kommt für das Gitterfachwerk in Betracht.

Die Verteilung der Kraft P_f auf die beiden Gurte von Fig. 1 ergibt sich nach dem Momentensatz, wie aus Fig. 4 hervorgeht, wie folgt:

Die Kraft im Gurt I wird zu $P_I = P_f \frac{h-y}{2h}$,

» » » » II » » $P_{II} = P_f \frac{h+y}{2h}$.

Die Verkürzungen der Längeneinheit werden also

$$\left.\begin{matrix}-\varepsilon_I \\ -\varepsilon_{II}\end{matrix}\right\} = \frac{P_f}{E\,F_g}\,\frac{h \mp y}{2h}.$$

Die Verrückungen der einzelnen Gurtpunkte in senkrechter Richtung ergeben sich somit, wenn der Querschnitt $x = \frac{l}{2}$ seine Lage beibehält, zu

$$\left.\begin{matrix}v_I \\ v_{II}\end{matrix}\right\} = -\int_x^{l/2} \varepsilon\,dx = \frac{P_f}{2\,E\,F_g}\left(\frac{l}{2} - x \pm \frac{1}{h}\int_x^{l/2} y\,dx\right).$$

Die Drehung der ursprünglichen Wagerechten wird dann

$$\psi = \frac{v_{II} - v_I}{2h} = \frac{P_f}{2\,E\,F_g\,h^2}\int_x^{l/2} y\,dx.$$

Wird nun wieder $y = f \sin\frac{\pi x}{l}$ gesetzt (Gl. 1), so wird

$$\int_x^{l/2} y\,dx = \frac{l f}{\pi} \cos\frac{\pi x}{l},$$

also erhält man

$$\psi = \frac{P_f\,l\,f}{2\,\pi\,E\,F_g\,h^2} \cos\frac{\pi x}{l}.$$

Die Winkeländerung des Gitterfeldes, durch die die Dehnung der Diagonalen hervorgerufen wird, ist nun nicht mehr $= \frac{dy}{dx}$ zu setzen, sondern sie ist hier gleich der Differenz $\frac{dy}{dx} - \psi$. Es ist also jetzt, vergl. Gl. (2),

$$\varepsilon_d = \left(\frac{dy}{dx} - \psi\right) \sin\alpha \cos\alpha,$$

oder, wenn für $\frac{dy}{dx}$ sein Wert nach Gl. (1) eingeführt wird,

$$\varepsilon_d = \left(\frac{\pi}{l} - \frac{P_f\,l}{2\,\pi\,E\,F_g\,h^2}\right) f \cos\frac{\pi x}{l} \sin\alpha \cos\alpha.$$

Die Betrachtung über die Querkräfte liefert nun wieder, ganz entsprechend den früheren Betrachtungen (Fig. 3):

$$P_f \frac{dy}{dx} = 2\,D \sin\alpha,$$

oder nach Einführung der Werte von $\frac{dy}{dx}$ und $D = E F_d \varepsilon_d$, wenn gleich der Faktor $f \cos\frac{\pi x}{l}$ fortgelassen wird:

$$P_f \frac{\pi}{l} = 2\,E\,F_d \left(\frac{\pi}{l} - \frac{P_f\,l}{2\,\pi\,E\,F_g\,h^2}\right) \sin^2\alpha \cos\alpha.$$

Bezeichnet man zur Abkürzung $2\,E\,F_d \sin^2\alpha \cos\alpha$ wieder mit P_d (Gl. 3), ferner $\frac{2\,\pi^2\,E\,F_g\,h^2}{l^2}$ mit P_k, so lautet die vorige Gleichung:

$$P_f = P_d \left(1 - \frac{P_f}{P_k}\right),$$

oder nach P_f aufgelöst:

$$P_f = \frac{P_d\,P_k}{P_d + P_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5).$$

Die gesamte Knicklast wird hiermit

$$P = P_g + P_f = P_g + \frac{P_d\,P_k}{P_d + P_k} \quad . \quad . \quad . \quad (6).$$

Hat man es mit weniger einfachen Konstruktionen zu tun, so bleiben die letzten Beziehungen unverändert, nur muß wieder

$$P_g = \frac{\pi^2\,E\,\Sigma J_g}{l^2}; \quad P_d = E\,\Sigma\,F_d \sin^2\alpha \cos\alpha \quad (6a, 6b)$$

werden, und es ist

$$P_k = \frac{\pi^2 E}{l^2}\,\Sigma F_g h^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6c),$$

wo h jetzt allgemein den Abstand des Querschnittschwerpunktes eines Gurtes von der neutralen Achse des ganzen Stabquerschnittes bedeutet.

Gl. (6) mag an einigen Sonderfällen näher erläutert werden.

1) Fehlen die Diagonalen, so ist $P_d = 0$ zu setzen, und P reduziert sich auf P_g, d. h. auf die Summe der Knicklasten der einzelnen Gurte, die jetzt frei, jeder für sich, knicken können.

2) Sind die Diagonalen sehr stark, so kann man sie in der Grenze als völlig unausdehnbar ansehen, also $P_d = \infty$ setzen; hiermit erhält man

$$P = P_g + P_k = \frac{\pi^2 E}{l^2}\,\Sigma\,(J_g + F_g h^2).$$

Nach einem bekannten Satz ist aber die Summe $\Sigma J_g + F_g h^2$ das Gesamtträgheitsmoment des ganzen Stabes; man erhält also, wie es auch sein muß, für völlig unnachgiebige Diagonalen einfach die Eulersche Knicklast. Das Kennzeichen, daß man die Eulersche Formel anwenden darf, ist demnach, daß P_d groß gegen P_k ist. Die wahre Knicklast ist dann um $\frac{P_k^2}{P_d + P_k}$ kleiner als die Eulersche.

3) Ist bei verhältnismäßig kurzen und breiten Stäben mit schwachen Diagonalen P_k groß gegen P_d, dann ergibt sich in der Grenze ($P_k = \infty$)

$$P = P + P_d,$$

d. h. die durch die einfachere Betrachtung am Anfang dieser Abhandlung gewonnene Beziehung. Um die Größe P_d der Anschauung näher zu bringen, mag bemerkt werden, daß sie diejenige Last darstellt, unter der ein gelenkiger Rahmen nach Art der Figur 5 mit unausdehnbaren Rahmenstäben, aber elastischen Diagonalen durch die Nachgiebigkeit dieser Diagonalen zusammenklappen würde.

Der Fall, daß P_d kleiner als P_k ist, dürfte übrigens sehr selten vorkommen, da hierzu die Querschnitte der Diagonalen sehr klein gegen die Gurtquerschnitte sein müssen[1]). Bei den Druckstäben der eingestürzten Quebec-Brücke war dies übrigens der Fall. Die Durchrechnung des Untergurtstabes A_9 des Ankerarmes, der zuerst gebrochen sein soll, ergibt nach dem in Engineering Bd. 84 (1907) S. 388 u. f. mitgeteilten Zahlenmaterial folgendes. Der Querschnitt besteht der Hauptsache nach aus vier Platten von $54'' \times 3^3/_8''$ Querschnitt, die aus je 4 Blechplatten zusammengenietet sind; sie sind durch Anfügung von verhältnismäßig kleinen Saumwinkeln zu einer [- bezw. L-artigen Form ergänzt. Die Schwerpunkte der äußeren Gurte sind voneinander um $55^1/_2''$, die der inneren um etwa 12″ entfernt.

Fig. 5

Die Gurten sind untereinander verbunden durch aufgenietete Winkel, die in etwa quadratischen Gitterfeldern angeordnet sind; die gekreuzten Diagonalen bestehen aus Winkeleisen $4 \times 3 \times {}^3/_8''$ (16 qcm), die Querstäbe aus Winkeln $3^1/_2 \times 3 \times {}^3/_8''$; die Stabenden sind durch Blechplatten an Stelle des Gitterwerkes wesentlich kräftiger versteift. Der gesamte Querschnitt ist 767 Quadratzoll = 4950 qcm, die Stablänge 57 = 17,4 m. ΣJ_g wird ungefähr = 50 000 cm⁴, $\Sigma F_g h^2 = J_k = 12\,900\,000$ cm⁴, $\Sigma F_d = 64$ qcm. Mit $E = 2\,100\,000$ kg/qcm und $\alpha = 45^0$ ergibt sich

$$P_g = 340 \text{ t}$$
$$P_k = 88\,000 \text{ »}$$
$$P_d = 47\,500 \text{ »}.$$

Die gesamte Knicklast folgt hiermit aus Gl. (6) zu

$$P = 31\,200 \text{ t}.$$

Da die größte Beanspruchung des Stabes des Trägers nach Z. 1907 S. 1600 $S = 7350$ t sein sollte, würde sich also bei genau zentrischer Last etwa 4fache Knicksicherheit ergeben; wenn auch diese Sicherheit nach dem sonst Ueblichen nicht als ausreichend angesehen werden dürfte, so wird hierdurch doch auch nicht erklärt, warum die Brücke, noch dazu bei einer geringeren Belastung, einstürzen mußte. Die Berücksichtigung der Versteifungen an den Stabenden und der starren Knotenpunktverbindungen würde eine geringe Erhöhung der rechnungsmäßigen Knicklast bewirken. In einer andern Hinsicht aber konnten diese Versteifungen gefahrbringend werden, nämlich dadurch, daß sie exzentrischen Kraftangriff zuließen, der durch Nebenspannungen und besonders durch ungenaue Bauausführung veranlaßt sein konnte. Wie empfindlich die gewählte Stabkonstruktion für solche störende Wirkungen war, mag aus folgendem hervorgehen.

Bei vier Diagonalen in einem Querschnitt gilt (vergl. Fig. 3) die Gleichung $4\,D \sin\alpha = S\varphi$, wenn φ den kleinen Winkel zwischen der Stabachse und der Richtung der wirklich vorhandenen Stabkraft S bedeutet. Der Größtwert von D läßt sich daraus ermitteln, daß laut Zeichnung in Engineering jede Diagonale mit zwei Nieten an die Außengurte angeschlossen ist. Ein Nietdurchmesser ist nicht angegeben; aber da die Eisenstärke der Diagonalen $^3/_8''$ beträgt, kommen wohl nur $^3/_4$- oder $^7/_8$zöllige Niete in Betracht. Mit 3000 kg/qcm Scherfestigkeit der Niete findet man so eine Kraft $D = 17{,}1$ oder 23,4 t, bei der die Diagonale abgerissen wird. Je nachdem man die einen oder die andern Zahlen benutzt, erhält man bei $S = 5000$ t, das beim Einsturz vorhanden gewesen sein soll, eine verderbliche Winkelabweichung $\varphi = 0{,}0097$ oder 0,0132 (im Bogenmaß). Eine Exzentrizität des Druckmittelpunktes an den Stabenden um 85 bezw. 116 mm, an beiden Enden nach entgegengesetzten Seiten, genügte also, um die Diagonalen abzureißen; bei einer Quererstreckung von 1,68 m (über alles) ist diese Exzentrizität nicht zu groß, um nicht durch unvorhergesehene Einflüsse erzeugt werden zu können. Man wird also in dieser viel zu schwachen Vergitterung, deren Winzigkeit jedem gesunden Gefühl widerstreitet, die Grundursache des Einsturzes zu suchen haben[1]).

Für die praktische Berechnung kann man aus dem Vorstehenden den Schluß ziehen, daß die Formel (3), wenn sie zur Berechnung der Diagonalen benutzt wird, mit einem weit größeren Sicherheitsfaktor zu versehen sein wird, als das sonst bei Knickformeln üblich ist; es wird sich vielleicht empfehlen, diesen Faktor = 20 oder 25 zu wählen.

Zum Schluß möge bemerkt werden, daß die Hauptformel (6), die immer eine etwas kleinere Knicklast liefert als die Eulersche Formel, noch in mehrfacher Hinsicht einer Verfeinerung fähig ist, besonders durch Berücksichtigung der Nebenspannungen in den häufig sehr kurzen und mehrfach befestigten Gitterstäben. Indes ist zu sagen, daß diese Einflüsse immer im Sinn einer Erhöhung der Knicksicherheit wirken; für praktische Verhältnisse dürfte daher die Formel (6) immer ausreichend sein.

[1]) Mit den gebräuchlichen Zahlen für Sicherheitskoeffizient und zulässige Spannung ergibt sich, daß ΣF_d kleiner als $^1/_{50}$ von ΣF_g sein muß, damit P_d kleiner als die Eulersche Knicklast ($P_d + P_k$) wird.

[1]) Diesen Schluß haben auch die Berichterstatter in Engineering und in dieser Zeitschrift mit mehr oder weniger Bestimmtheit gezogen

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 18. August 1907.

Pommerscher Bezirksverein.

Sitzung vom 14. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Weyland. Schriftführer: Hr. Boje.

Anwesend 34 Mitglieder und 10 Gäste.

Hr. Dr. Flechtner spricht über

Arbeiter und Arbeitgeber in der modernen Volkswirtschaft.

Eine Arbeiterfrage im modernen Sinne gibt es erst seit dem Aufkommen des Kapitalismus. Im Mittelalter konnte zwischen den gewerblich tätigen Personen: den selbständigen Handwerksmeistern auf der einen Seite, den Gesellen und Lehrlingen auf der andern Seite, ein eigentlicher Gegensatz nicht bestehen, solange, wie es in der Blütezeit des Handwerkes der Fall war, jeder Lehrling die bestimmte Aussicht hatte, nach der vorgeschriebenen Zeit Geselle und Meister zu werden. Dies änderte sich erst, als infolge der Verschlechterung der wirtschaftlichen Verhältnisse die Möglichkeit, Meister zu werden, immer mehr erschwert wurde und ein Teil der Gesellen daher nicht mehr in die Lage kam, sich selbständig machen zu können. Damit entstand ein lebenslänglicher Lohnarbeiterstand, dessen wirtschaftliche Interessen in vielen Punkten denen der Meister entgegengesetzt waren.

Will man das Verhältnis zwischen Arbeiter und Arbeitgeber in der modernen Volkswirtschaft richtig würdigen, so muß man seinen Ausgang von den Grundlagen nehmen, auf denen das heutige Arbeitsverhältnis beruht. Dies sind vor allem die Freiheit des Erwerbes und die Vertragfreiheit. In der Freiheit des Erwerbes liegt für den Arbeitgeber die freie Auswahl, die Aufhebung des früheren Zunftzwanges, für den Arbeiter das Recht der Freizügigkeit begründet. Durch die Vertragfreiheit ist das Arbeitsverhältnis zu einem freien Vertrage geworden, der mit gleichen Rechten von Arbeitgeber und Arbeitnehmer geschlossen wird. Völlige wirtschaftliche Freiheit galt am Ende des 18. und Anfang des 19. Jahrhunderts als das erstrebenswerte Ziel, weil man glaubte, daß, wenn jeder Einzelne seinem eigenen Vorteil frei folgen dürfe, sich dann am besten die Harmonie der gesamten Volkswirtschaft ergeben werde.

Diese Auffassung wurde bald als irrig erkannt. Die völlige wirtschaftliche Freiheit ward durchbrochen, teils durch



Eingriffe des Staates zugunsten der Arbeiterschaft, teils durch den Zusammenschluß der wirtschaftlich tätigen Einzelpersonen. Zuerst kamen die Arbeiter zu der Erkenntnis, daß der Einzelne dem Unternehmer gegenüber machtlos ist, und daß nur durch den Zusammenschluß ein Erfolg erzielt werden kann. Neben diese Vereinigungen zur Verfolgung wirschaftlicher Zwecke trat der Zusammenschluß auf politischem Gebiet. Dort die Gewerkschaften, hier die Partei der Sozialdemokratie. Der Zusammenhang, der in Deutschland zwischen beiden von Anfang an bestanden hat und noch besteht, hat es vor allem verschuldet, daß eine friedliche Verständigung zwischen Arbeitgebern und Arbeitnehmern bei uns so erschwert worden ist. Denn die Folge dieses Zusammenhanges der politischen Partei mit den Gewerkschaften war Verhetzung und Haß, sowie die Lehre, daß jeder Unternehmer von vornherein als Feind der Arbeiterschaft zu betrachten sei.

Im Gegensatz zu der Arbeiterschaft blieben die Arbeitgeber noch lange Zeit ohne jeden Zusammenschluß. Durch die Folgen der Krisis von 1873 wurden sie zum erstenmal auf die Zweckmäßigkeit einer Vereinigung hingewiesen. Aber die Kartelle, die damals entstanden, strebten nur rein wirtschaftliche Zwecke an, während sie sich mit der Arbeiterfrage nicht befaßten. Ein Vierteljahrhundert verging noch, ehe solche Vereinigungen ins Leben traten. Zunächst waren es Verbände von mehr örtlicher Bedeutung, unter denen vor allem der Arbeitgeberverband Hamburg-Altona zu nennen ist. Eine Einheit wurde erst geschaffen durch den großen Streik in Krimmitschau (August 1903/Januar 1904). Hier zeigte es sich, daß die Sozialdemokratie dahinter stand, und daß es sich bei diesem Streik vor allem um eine Machtprobe und um grundsätzliche Fragen handelte. Die unter den deutschen Arbeitgebern eingeleitete Unterstützung hatte großen Erfolg, und das einmütige Zusammengehen führte bald zur Beendigung des Streiks. Noch in demselben Jahre kam eine dauernde Vereinigung durch die Gründung zweier Zentralverbände zustande: der Hauptstelle Deutscher Arbeitgeber-Verbände und des Vereines Deutscher Arbeitgeber-Verbände.

Die Organisation der deutschen Arbeitgeber hat seitdem immer weitere Fortschritte gemacht. Die Gründe, die zunächst noch viele abgehalten hatten, einem Arbeitgeberverband beizutreten, so vor allem die Furcht, daß dadurch der Gegensatz zu den Arbeitern noch verschärft würde, daß man in der Oeffentlichkeit als Arbeiterfeind angesehen würde, sind immer mehr in Wegfall gekommen. Auch die patriarchalischen Verhältnisse, die vielfach noch bis vor kurzem geherrscht hatten, haben sich immer mehr gewandelt.

Der Zusammenschluß wurde auch dadurch immer mehr zur Notwendigkeit, daß der Streik ganz andre Formen annahm als früher. Immer mehr wird neuerdings seitens der Arbeiterorganisationen der sogenannte partielle Streik angewandt. Nicht sämtliche Arbeiter eines Betriebes legen die Arbeit nieder, sondern nur ein Teil; aber dieser Teil wird so gewählt, daß ein bedeutsamer Einfluß auf den ganzen Betrieb ausgeübt wird. Die Arbeitgeber sind dann gezwungen, große Aussperrungen vorzunehmen oder die Betriebe ganz zu schließen. Die Arbeiterorganisationen erreichen durch dieses Vorgehen, daß durch sie selbst nur verhältnismäßig wenige Arbeiter zum Ausstande veranlaßt werden, während der Hauptteil durch die Arbeitgeber ausgesperrt werden muß.

Die Streikstatistik der letzten Jahre weist eine ununterbrochene Zunahme der Zahl der Streiks und der Streikenden auf. So ist seit dem Jahre 1902 die Zahl der Streiks von 1060 mit 53912 Streikenden in dauerndem Wachsen auf 3168 mit 260388 Streikenden im Jahre 1906 gestiegen. Auch die Aussperrungen haben entsprechend zugenommen, und zwar von 46 mit 10305 Beteiligten im Jahre 1902 auf 280 mit 74475 Beteiligten im Jahre 1906. Die Gründe für diese Ausdehnung der Streikbewegung sind zunächst in der Besserung der wirtschaftlichen Lage zu suchen. Dazu kommt die Steigerung der Warenpreise und die dadurch sowie durch die erhöhten Ansprüche herbeigeführte Verteuerung der Lebenshaltung. Aber auch der Staatsregierung ist ein Teil der Schuld beizumessen infolge der Stellungnahme, die sie bei verschiedenen Gelegenheiten, insbesondere bei dem großen Bergarbeiterstreik des Jahres 1905, eingenommen hat, wie dies auch seitens eines Sozialisten, Richard Calver, unumwunden zugegeben wird. Auch der Wunsch, nicht nur immer Beiträge zu zahlen, sondern auch einmal einen Nutzen von den gefüllten Kassen zu erzielen, darf als ein wichtiger Grund für das Anschwellen der Streikbewegung bezeichnet werden.

Die Beitragleistungen der Arbeiter an ihre Gewerkschaften sind zum Teil ganz außerordentlich. Sie betrugen im Jahr 1905 im Durchschnitt 22 ℳ für den Arbeiter. Hierbei sind die besondern Beiträge an die Gewerkschaftskartelle und an die politische Organisation sowie die Beiträge für Streiks nicht mitgerechnet. Die Beiträge sind am niedrigsten bei den Bergarbeitern, nämlich 10,13 ℳ, am höchsten bei den Buchdruckern, 55,67 ℳ, und bei den Notenstechern mit 58,95 ℳ für jeden Arbeiter.

Durch diese Beiträge fließen gewaltige Summen in den Kassen der Gewerkschaften zusammen, zumal die Zahl der Organisierten in dauerndem Wachstum begriffen ist. Ende des Jahres 1905 waren, abgesehen von den evangelischen und katholischen Arbeitervereinen, im ganzen Deutschen Reiche 1822000 Arbeiter organisiert, davon 1344000 in den sogenannten freien Gewerkschaften, 265000 in den christlichen, 177000 in den Hirsch-Dunckerschen Gewerkvereinen. Im Jahr 1906 betrug die Zunahme der Mitgliederzahl in den freien Gewerkschaften allein rd. 400000.

Lehrreich ist eine Betrachtung, für welche Zwecke diese gewaltigen Mittel verwandt werden. Es betrug im Jahre 1905 die Gesamteinnahme aller deutschen Gewerkschaften 32 Mill. ℳ, die Gesamtausgabe 28½ Mill. ℳ, das Vermögen am Schluß des Jahres rd. 24 Mill. ℳ. Die freien Gewerkschaften hatten eine Einnahme von 28 Millionen, eine Ausgabe von 25 Mill. ℳ. Von diesen letzteren Ausgaben entfielen über 10 Mill. ℳ auf Streikunterstützung und Unterstützung von Gemaßregelten, rd. 4 Millionen auf Presse und sonstige Ausgaben, wogegen für reine Unterstützungszwecke nur 3,7 Mill. ℳ verausgabt wurden. Nach der eigenen Statistik der freien Gewerkschaften erhält das Mitglied von den durchschnittlich 22 ℳ, die es jährlich zahlt, nur 2,79 ℳ als reine Unterstützung in Krankheits- und Notfällen zurück, während als Streikunterstützung 7,55 ℳ bezahlt werden und der Rest von 11,66 ℳ auf Agitation, Presse, Verwaltung usw. verwandt wird.

Die christlichen Gewerkvereine hatten im Jahre 1905 eine Einnahme von 2443000 ℳ, eine Ausgabe von 2150000 ℳ. Davon entfielen auf Streikunterstützung etwas über 1 Million, auf reine Unterstützung nur 173000 ℳ.

Die Hirsch-Dunckerschen Gewerkvereine hatten eine Einnahme von 1300000 ℳ, eine Ausgabe von 1170000 ℳ, wovon 286000 ℳ für Streiks, 276000 ℳ für reine Unterstützung verwandt wurden.

Im vollsten Gegensatz hierzu bezüglich der Verwendung ihrer Mittel stehen die englischen Gewerkschaften. In 100 der größten englischen Gewerkschaften mit einer Mitgliederzahl von 1127000 betrugen im Jahr 1904 die Ausgaben rd. 41 Mill. ℳ, wovon auf reine Unterstützung rd. 30 Mill. ℳ, auf Streikunterstützung dagegen nur 2½ Mill. ℳ entfielen.

Die Mittel, welche den Arbeitgeber-Organisationen im Kampfe mit der Arbeiterschaft zur Verfügung stehen, sind:

1) Nichteinstellung der streikenden Arbeiter,
2) Errichtung von Arbeitsnachweisen und
3) Vornahme von Gesamtaussperrungen.

Daneben wird als wichtiges Hülfsmittel, das hauptsächlich zur Stärkung der Stellung des Arbeitgebers dient, die Streikentschädigung angewandt. Ein großer Teil der bestehenden Arbeitgeber-Verbände ist über das unter 1) angeführte Machtmittel noch nicht hinausgekommen. Eine höhere Stufe stellt die Errichtung von Arbeitsnachweisen dar, die schon einen festeren Zusammenschluß voraussetzt; auf die letzte Stufe der Entwicklung aber ist bis jetzt nur die deutsche Eisenindustrie im Jahr 1906 gelangt, deren Organisation, der Gesamtverband Deutscher Metallindustrieller, satzungsgemäß das Recht erhalten hat, durch einen Ausschuß Aussperrungen über das gesamte deutsche Gebiet mit etwa 9/10 Mehrheit zu verfügen.

Der heute bestehende Gegensatz zwischen Arbeitgebern und Arbeitnehmern ist durch die Stellungnahme der Wissenschaft nicht gemildert, sondern verschärft worden. Wohl erkennt die Wissenschaft die Bedeutung des Unternehmers für die moderne Volkswirtschaft an; aber mit Recht wird ihr von der Industrie der Vorwurf gemacht, daß sie in allen Fragen, wo ein Gegensatz zwischen Unternehmern und Arbeitern besteht, stets geneigt ist, diese Fragen von vornherein mehr vom Standpunkte des Arbeiters zu betrachten, für ihn und seine Interessen Stellung zu nehmen. Und wo sie nicht einseitig den Standpunkt des Arbeiters vertritt, liegen doch zum mindesten ihre Sympathien auf seiten der Arbeiterschaft. Der Industrie wird vielfach zum Vorwurf gemacht, daß sie ein Feind des sozialen Fortschrittes der Arbeiter, ein Feind vor allem der neueren sozialpolitischen Gesetzgebung sei. Dieser Vorwurf aber kann nicht als berechtigt anerkannt werden. Die moderne Arbeiter-Schutzgesetzgebung ist nicht wie in England im Kampfe **gegen** die Industrie, sondern **mit** ihrer Unterstützung durchgeführt worden. Wenn freilich die deutsche Industrie in letzter Zeit verschiedenen sozialpolitischen Gesetzen Widerstand entgegengestellt hat, so hat sie das tun müssen, weil Jahr für Jahr neue Gesetze und Verordnungen kamen, so daß zu einem ruhigen Einleben in die neuen Verhältnisse

keine Zeit blieb, und weil vor allem bei der Eile dieser Gesetzgebung nicht genügend Rücksicht genommen wurde auf die berechtigten Interessen der deutschen Industrie, insbesondere auf ihre Wettbewerbfähigkeit gegenüber dem Auslande. Dazu kommt noch, daß die Arbeiterschaft immer weniger von Wohltaten aller Art etwas wissen will und der Unternehmer immer mehr hat einsehen müssen, daß er mit Wohlfahrteinrichtungen keinen Dank erntet und alle diese Bestrebungen nur zu häufig den schlimmsten Mißdeutungen seitens der Arbeiterschaft ausgesetzt sind.

Eingegangen 20. Juli 1907.

Rheingau-Bezirksverein.

Ausflug am 12. Juni 1907
nach dem städtischen Schlachthof und in die Germania-Brauerei, Wiesbaden.

Der Rundgang, an dem sich rd. 90 Herren beteiligten, begann an den Laderampen des Schlachthofes, wo sich die Buchten für die Untersuchung des aus den Eisenbahnwagen ausgeladenen Viehes befinden, und führte zu den Ställen für gesundes und krankes Vieh und zu den Marktständen. Es folgte die Besichtigung der Schlachthallen für Schweine, Groß- und Kleinvieh, mit ihren Einrichtungen zur Behandlung der Tiere vor, bei und nach dem Schlachten. Die Transportgleise wiesen den Weg zu den Kühlräumen, die, in zwei Stockwerken angeordnet, eine Gesamtgrundfläche von 2400 qm haben. In der Nähe der Kühlhallen befindet sich die Kessel- und Maschinenanlage, letztere bestehend aus einer Tandemmaschine der Maschinenfabrik Augsburg, gekuppelt mit 2 Lindeschen Ammoniakkompressoren von je 120000 WE Stundenleistung. Der größere Teil der erzeugten Kälte wird mittels zweier mit umlaufenden Scheiben versehener Luftkühler an die Kühlhausluft abgegeben, während der kleinere Teil zur Herstellung von täglich 12 t Blockeis verwendet wird. Der Abdampf der Maschine dient zur Erwärmung der großen im Schlachthof erforderlichen Wassermengen, und der hierbei etwa nicht verflüssigte Dampf wird in einem Oberflächenkondensator niedergeschlagen. Das Niederschlagwasser wird nach zweckentsprechender Behandlung zum Füllen der Gefrierzellen verwendet, wodurch bakterienfreies Klareis gewonnen wird. Auch für die Kondensation der Ammoniakdämpfe ist, um an Wasser zu sparen, das Oberflächen-(Berieselungs-)System gewählt. Im Maschinenhaus befindet sich noch eine kleinere Dampfmaschine mit Kompressor als Aushülfe, sowie die elektrische Lichtanlage.

Die Besichtigung der neuerrichteten städtischen Säuglingsmilchanstalt mußte wegen Zeitmangels unterbleiben, und man schritt zur Besichtigung der benachbarten Germania-Brauerei.

Um sich vor Erkältungen zu schützen, besichtigte man erst die kalten Räume, woran sich dann die Maschinen- und Sudhausanlage anreihte. Der Weg führte durch die Faßwichse in die Abfüllräume mit ihren interessanten Sondermaschinen, dann in und durch die musterhaft angelegten Gär- und Lagerkeller, wo der Gär- und Lagervorgang erläutert wurde.

Die Maschinenanlage machte mit ihrer 450pferdigen Tandemdampfmaschine, gekuppelt mit einem schnellaufenden Ammoniakkompressor von 330000 WE Stundenleistung, den besten Eindruck auf die Besucher, die sich vor allen Dingen für den hier in Anwendung gebrachten Ueberhitzungsbetrieb des Kompressors interessierten. Diese Neuanlage ebenso wie die in Reserve liegende ältere Anlage ist (wie im Schlachthof) von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, Wiesbaden, geliefert und von der Maschinenfabrik Augsburg ausgeführt worden. Ein Teil der Maschinenarbeit dient zum Betrieb der Kompressoren, ein zweiter Teil wird durch die Transmission zum Antrieb der Sudhauseinrichtungen, der vielen Hülfsmaschinen, sowie zur Erzeugung der für Licht- und Kraftzwecke nötigen elektrischen Energie abgeleitet. Die Kälte wird nach drei verschiedenen Richtungen verwertet: zur Kühlung des Süßwassers bei der Behandlung der Würze vor und während der Gärung, zur Kühlung von Salzwasser für die Gär- und Lagerkeller und endlich, ebenfalls mit Hülfe von Salzwasser, zur Herstellung von täglich 30 t Kunsteis. Für letzteren Zweck sind drei Generatoren vorhanden, von denen einer im zweiten Stock aufgestellt ist und sein Eis mittels Senkbremse nach unten abgibt. Die Abdampfwärme wird auch bei dieser Anlage zum größten Teil für die Warm- und Heißwasserbereitung verwendet, und die Ammoniakdämpfe werden ebenfalls in Berieselungskondensatoren niedergeschlagen.

Es folgte dann die Besichtigung und Erklärung der vorzüglich eingerichteten Sudhausanlage, bei der die frühere Kohlenfeuerung schon seit einigen Jahren durch Dampfkochung ersetzt ist. Daran schloß sich noch der Besuch der Wasserreinigungsanlage (System Voran-Frankfurt a. M.), worauf den Teilnehmern durch freundliche Einladung der Brauerei Gelegenheit geboten wurde, das Germania-Bier an der Quelle zu erproben.

Bücherschau.

Fortschritte der Ingenieurwissenschaften. II. Gruppe, Heft 13. **Das Material und die statische Berechnung der Eisenbetonbauten,** unter besonderer Berücksichtigung der Anwendung im Bauingenieurwesen. Von Prof. Max Förster in Dresden. Mit 93 Abbildungen im Text. Leipzig 1907, W. Engelmann. Preis 6 ℳ.

In Ergänzung des »Handbuches der Ingenieurwissenschaften« ist in diesem Heft der in den letzten Jahren zu großer Bedeutung gelangte Eisenbetonbau besprochen worden. Die Theorie des Eisenbetonbaues ist zwar noch nicht vollkommen, aber für die Anwendung in der Praxis als ausreichend zu erachten. Dank der Mitwirkung der Materialprüfanstalten — es sei auf die Veröffentlichungen von C. Bach in dieser Zeitschrift[1]) hingewiesen — und hervorragender Fachmänner sind in der letzten Zeit erhebliche Fortschritte gemacht, sowohl bezüglich der Erforschung der Baustoffe und der Festigkeitsverhältnisse des Verbundes und seiner neuen Wirkung, als auch in der technischen Forschung. Der Zement als Bindemittel, das elastische Verhalten des Zementbetons und Zementmörtels sowie des armierten Betons wird im vorliegenden Heft gründlich erörtert, ebenso die Versuche über die Normal-, Scher- und Heftfestigkeit, die Anfangs- und Temperaturspannungen, die Sicherheit gegenüber Rost und Feuer, die Dichtheit gegen Wasser und Mittel zu ihrer Vergrößerung. Mit Angaben zur überschläglichen Ermittlung der Kosten schließt der erste Teil.

Der zweite Teil beschäftigt sich mit der Theorie und bringt außer verschiedenen Auffassungen auch praktische Näherungsverfahren. Vor allem werden Aufklärungen über das grundlegende Verhältnis der Elastizitätszahlen $n = \frac{E_e}{E_{bd}}$ (E_e für Eisen, E_{bd} für Beton bei Druck) gegeben. Zwei Anschauungen stehen einander als Grundlagen für die statische Berechnung gegenüber: die eine, daß bei größerer Zugbeanspruchung des Betons als 15 bis 20 kg/qcm dessen Zugspannung auf null herabsinkt und die Zugspannung im Eisen trotz etwaiger Risse im Beton bis zur Fließgrenze steigt, die andre, daß der Betonquerschnitt in der Zugzone so zu bemessen ist, daß Rißbildung umgangen wird. Im letzteren Sinne sind die neuen Bestimmungen der Königlichen Eisenbahndirektion Berlin erlassen, welche meines Erachtens bei Verkehrsbauten im Freien auch völlig berechtigt sind; die erstere hat sich jedoch bei Hochbauten bewährt. Der Zustand halber Einspannung am Auflager der Balkenträger mit dem Biegungsmoment $\frac{pl^2}{10}$ in der Mitte, ein Kompromiß zwischen Theorie und Praxis, etwas, was der Eisenbetonbalken vor dem eisernen voraus hat, wird eingehend behandelt. Weiter ist eine Reihe brauchbarer Verfahren für die Berechnung durchlaufender Eisenbetonbalken erörtert und die Biegungsspannungen bei einfachen Platten von rechteckigem Querschnitt mit beachtenswerten Winken für die gute Eisenausnutzung nach Versuchen von Mörsch, auch die Behandlung beliebig geformter Eisenbetonplatten ermittelt, alles ohne und mit Berücksichtigung der Zugwiderstände des Betons. Auch beiderseits armierte Balken sind bearbeitet. Ueber Platten, die über rechteckigem Grundriß frei gelagert oder eingespannt sind, kann mangels ausreichender Versuche nicht viel gesagt werden; immerhin gibt das Gebotene einen gewissen Anhalt zur Berechnung dieser namentlich im Hochbau wichtigen Konstruktion. Na-

[1]) Z. 1907 S. 1027.

türlich findet auch der »Plattenbalken« — dieser Ausdruck hat sich eingebürgert, obwohl besser an der Bezeichnung »Rippenbalken« festgehalten worden wäre, da der Statiker bei der »Platte« die Auflagerung auf mehr als 2 Seiten voraussetzt — gebührende Behandlung durch Vorführung von zum Teil angenäherten Rechnungsverfahren unter Berücksichtigung verschiedener theoretischer und wirtschaftlicher Gesichtspunkte. Mit der Berechnung der Schubspannungen und der kritischen Erörterung der Mittel zu ihrer Aufnahme sowie der Berechnung von Eisenbetonstützen und Eisenbetongewölben und Annäherungswerten für die Durchbiegung von Eisenbetonbalken schließt der zweite Teil, dem sich als Nachtrag die an anderer Stelle besprochenen, seitens des preußischen Arbeitsministeriums erlassenen »Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten vom 24. Mai 1907« anschließen.

Lobend muß hervorgehoben werden, daß sich der Verfasser mit Erfolg und großem Geschick bemüht hat, dem schaffenden Ingenieur, der gezwungen ist, sich in die weit verstreuten neueren Arbeiten des zu steigender Bedeutung gelangten Sondergebietes zu vertiefen, einen Wegweiser mit wissenschaftlicher Grundlage von hervorragendem Werte zu bieten. An der Hand dieses Buches und seiner gewissenhaften und erschöpfenden Quellenangaben ist es heute endlich möglich, sich durch die Fachliteratur schnell durchzuarbeiten. Deshalb ist das Werk auch für den Studierenden von bestem Nutzen. Es trifft zwischen Ausführlichkeit und Knappheit des Ausdruckes die richtige Mitte. Kurz, Max Förster, dem wir eine große Fülle fleißiger Arbeiten bereits verdanken, hat hier das Beste geliefert, was ich von ihm kenne. Es ist eine angenehme Pflicht, hier darauf hinzuweisen, daß er das beste bisher erschienene Buch über Eisenbeton gebracht hat.

K. Bernhard.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. Herausgegeben von Dr. E. von Halle. 2. Jahrg. 1907. II. Teil: Deutschland. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 284 S. Preis geheftet 4 *M*.

In Ergänzung des in Nr. 43 S. 1714 erwähnten I. Teiles bringt der vorliegende II. Teil kurze Uebersichten über die Lage der wichtigsten Industrien. Der Herausgeber ist zwar augenscheinlich bemüht gewesen, tüchtige Fachleute für diese Skizzen zu gewinnen, aber das Jahrbuch teilt den Fehler solcher Sammelbücher, daß gute und schlechte Beiträge in bunter Reihenfolge nebeneinander stehen. Wünschenswert wäre, daß der Herausgeber den Mitarbeitern die Einhaltung einer einheitlichen Disposition zur Pflicht machte. Namentlich gehören ausführliche Tabellen nicht in ein solches Jahrbuch, sondern nur die aus ihnen herausgearbeiteten kennzeichnenden Schlußzahlen.

Messungen an elektrischen Maschinen. Apparate, Instrumente, Methoden, Schaltungen. Von R. Krause. 2. Aufl. Berlin 1907, Julius Springer. 193 S. mit 178 Fig. Preis 5 *M*.

Die Untersuchung elektrischer Systeme auf Grundlage der Superpositionsprinzipien. Von Dr. H. Hausrath. Berlin 1907, Julius Springer. 126 S. mit 19 Fig. Preis 3 *M*.

Städtische Verkehrsfragen. Untersuchung der den städtischen Verkehr bestimmenden Einflüsse und Nutzanwendung der Ergebnisse bei Verkehrsschätzungen. Von Dr.-Ing. Wilhelm Mattersdorff. Berlin 1907, Julius Springer. 42 S. mit 34 Fig. und 4 Taf. Preis 2,40 *M*.

Rationelle Konstruktion und Wirkungsweise des Druckluft-Wasserhebers für Tiefbrunnen. Von Alexander Perényi. Wiesbaden 1908, C. W. Kreidels Verlag. 52 S. mit 14 Fig. Preis 2,40 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Long range v. short range trip gears for winding engines. Von Collingham. (Engineer 8. Nov. 07 S. 460 61*) Wirtschaftliche Untersuchungen über die auslösende Einlaß- und Auslaßsteuerung und die auslösende Einlaßsteuerung für Fördermaschinen. Der Vergleich fällt zugunsten der letzteren aus.

Brennstoffe.

The rational utilization of low grade fuels. Von Junge. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 205/28*) Nach Ansicht des Verfassers sollen Kohlen mit einem hohen Gehalt an flüchtigen Bestandteilen in Gaserzeugern mit Gewinnung der Nebenprodukte, Brennstoffe mit hohem Aschengehalt und solche mit niedrigem Heizwert an Ort und Stelle in Generator-Gaserzeugern ausgenutzt werden. Gruskohle und ähnliche Brennstoffe eignen sich zur Herstellung von Briketts, wodurch sie mitunter guter Kohle gleichwertig werden.

Dampfkraftanlagen.

Power plant of the Gulfport and Mississippi Coast Traction Co. Von Scott. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 435/36*) Das Kraftwerk besteht aus zwei Westinghouse-Parsons-Turbinen, die mit Drehstromdynamos von 500 KW, 60 Per. sk und 2300 V unmittelbar gekuppelt sind, und zwei Erregermaschinen von je 60 KW, von denen die eine durch einen Drehstrommotor, die andre durch eine stehende Westinghouse-Dampfmaschine unmittelbar angetrieben wird. Die Kesselanlage besteht aus 3 Babcock & Wilcox-Kesseln mit Treppenrost-Feuerung.

The Sturtevant steam turbine. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1228/30*) Die einstufige Axial-Druckturbine mit mehrfacher Geschwindigkeitsabstufung durch Umkehrschaufeln, ähnlich denjenigen von Riedler-Stumpf, wird in Größen bis 30 PS mit 2000 bis 3500 Uml./min, bis 80 PS mit 1600 bis 3000 Uml./min und bis 200 PS mit 1400 bis 2400 Uml./min ausgeführt.

Eisenbahnwesen.

Die Ermittlung der kürzesten Zugfolgezeit für Stadt- und Vorortbahnen. Von Pfeil. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Nov. 07 S. 601/06* mit 1 Taf.) Aufstellung von Schaulinien für die Zugbewegung unter Berücksichtigung der Zuglänge, der Bremswege und der Streckenblockung sowie der stellenweise durchgeführten Verdopplung der Gleise. Damit werden für die Berliner Stadtbahn die kürzesten Zugfolgezeiten für Dampfbetrieb und für elektrischen Betrieb ermittelt.

Die Vierzylinder-Verbundlokomotive mit vier gekuppelten Achsen, Serie C 4/5 der Gotthardbahn. (Schweiz. Bauz. 9. Nov. 07 S. 235/40*) Die von J. A. Maffei gebaute Lokomotive mit Dampfüberhitzer Bauart Clench hat 4 gekuppelte Achsen, die von zwei Verbundmaschinen von 395 und 635 mm Zyl.-Dmr. bei 640 mm Hub angetrieben werden, und 1 vordere Laufachse. Die Heizfläche beträgt 278,15, die Rostfläche 4,07 qm, das Betriebgewicht 76,7 t und die Zugleistung bei 26 vT Steigung und 40 km/st Geschwindigkeit 200 t.

Die elektrische Bahn Wien-Baden. Von Kadrnozka. Schluß. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Nov. 07 S. 872/77*) Schaltanlage des Kraftwerkes. Die Motorwagen. Konstruktion und Kennlinien der Motoren. Betriebsbahnhöfe. Einige Betriebsergebnisse.

Die elektrischen Bahnen Nordamerikas. Von Reinhart (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 8. Nov. 07 S. 773/76*) Entwicklung des elektrischen Bahnverkehrs in den Vereinigten Staaten. Oberbau und Stromzuführung. Ausstattung der Wagen. Schluß folgt.

Single-phase equipment of the Rochester division of the Erie Railroad. (El. World 12. Okt. 07 S. 719/24*) Die 55 km lange Bahnstrecke ist eingleisig mit Ausweichstellen. Die 6 Motorwagen dienen nur dem Personenverkehr und werden mit Einphasenstrom von 300 V betrieben, der auf den Wagen aus der Leitungsspannung von 11000 V umgeformt wird. Der Strom kommt als Drehstrom von 60000 V von den Niagarafällen. Darstellung des Umformers, der Bahnstrecke, der Wagenausrüstung und der elektrischen Schaltungen.

Eisenhüttenwesen.

Zinc in the iron blast furnace. Von Porter. (Iron Age 24. Okt. 07 S. 1144/45) Störungen des Hochofenbetriebes in Virginia durch den bis 1 vH betragenden Zinkgehalt der Erze. Das Zinkoxyd verstopft die Kanäle der Winderhitzer und erzeugt im Hochofen Ablagerungen. Untersuchung der physikalischen und chemischen Vorgänge.

The largest armor plate vault. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1214/17*) Die Bethlehem Steel Co. hat für die Carnegie Safe Deposit Co. eine 25,5 m und eine 33 m lange Panzerkammer aus Nickelstahlplatten von 100 mm Dicke ausgeführt, für die besonders große Blöcke erforderlich waren. Herstellverfahren.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Beitrag zur Entschwefelung des Eisens im Kjellinschen Induktionsofen. Von Schmid. (Eisen u. Stahl 6. Nov. 07 S. 1613/15) Auf Grund ausführlich beschriebener Versuche kommt der Verfasser zu der Ansicht, daß die Wechselströme im Induktionsofen nicht allein durch Wärmeentwicklung, sondern auch chemisch wirken, indem sie unter Mitwirkung der Erzzuschläge den Schwefel als Schwefeldioxyd entweichen lassen.

Der experimentelle Nachweis der Schachtzerstörung im Hochofen durch ausgeschiedenen Kohlenstoff. Von Osann. (Stahl u. Eisen 6. Nov. 07 S. 1626/28*) Stark eisenhaltige Steine wurden während 17 Tage der Einwirkung von Kohlenoxydgasen bei 500° Wärme ausgesetzt, wobei die Steine durch Ablagerung von Kohlenstoff vollständig zerstört worden sind. Nutzanwendung.

Der elektrische Induktionsofen nach dem System Röchling-Rodenhauser. Von Wedding. (Stahl u. Eisen 6. Nov. 07 S. 1605/12*) Darstellung des zur Erzeugung weichen Flußeisens dienenden 3 bis 3½ t Einsatz fassenden Ofens auf dem Röchlingschen Eisen- und Stahlwerk in Völklingen. Betrieb und Betriebsergebnisse. Chemische und physikalische Eigenschaften des gewonnenen Eisens. Allgemeine Schlußfolgerungen.

Elektrische Induktionsöfen und ihre Anwendung in der Eisen- und Stahlindustrie. Von Engelhardt. Forts. (ETZ 7. Nov. 07 S. 1084/89*) Allgemeine Besprechung der elektrischen Verhältnisse in den Induktionsöfen. Praktischen Erfordernisse. Ausführliche Darstellung des Kjellin-Ofens. Forts. folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Manhattan bridge pedestal. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 423/26*) Die Auflager der bekannten Brücke über den East River bestehen aus zusammengenieteten Blechen.

Elektrotechnik.

Line constants and abnormal voltages and currents in high-potential transmissions. Von Berg. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 07 S. 1409/24*) Berechnung der Ströme und Spannungen beim Oeffnen und Schließen des Stromkreises und beim Anschließen eines Transformators. Hohe Spannungen in nicht geerdeten Leitungen. Meinungsaustausch.

Beschreibung einer 5000 KW-Drehstrommaschine. Von Hobart und Punga. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Nov. 07 S. 611/14*) Sonderversuche über höchste und niedrigste Werte der Reaktanz bei einfachem Wechselstrom und Drehstrom und über die Werte bei verschiedener Stellung der Pole gegenüber der stromführenden Phase.

Wechselstrom-Reihenschlußmotor für Schmalspurbahnen der Maschinenfabrik Oerlikon. (ETZ 7. Nov. 07 S. 1075/77*) Schematische Darstellung der wichtigsten bisher ausgeführten Schaltungen des Motors und der elektrischen Vorgänge. Konstruktion, Kennlinien und Arbeitsweise eines 60 pferdigen Bahnmotors.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 9. Nov. 07 S. 709/12*) Konstruktionen von: Steinmetz, Heyland, W. G. Rhodes, Helios, Cantono. de Lignières, Corsepius, E. H. Geist und A. Zehden. Kommutatormotoren ohne Kompensation. Hauptschlußmotoren von: L. T. Smith, Hunter, Stanley jr. & Kelly, Ganz & Co., Déri, Blathy, Helios, Hutin & Le Blanc, Kingdon, O. H. Pieper & A. F. Pieper, Lamme, Westinghouse Electric and Mfg. Co. Forts. folgt.

Das Umformerwerk »Krummestraße« der Berliner elektrischen Hoch- und Untergrundbahn. Von Idelberger. Forts. (ETZ 7. Nov. 07 S. 1080/84*) Darstellung der Hochspannungsschaltanlage, der Maschinen- und der Gleichstromschaltanlage. Schluß folgt.

Unbalanced loads in two-phase to three-phase transformation. Von Jakobsen. (El. World 12. Okt. 07 S. 717/19*) Abhandlung über die Verteilung der Belastung in der Dreiphasenwicklung bei einem Scottschen Transformator.

The grounded neutral. Von Clark. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 07 S. 1451/57*) Erörterung der Frage der Erdung von Hochspannungsleitungen an der Hand einer zweijährigen Erfahrung mit einem Drehstromnetz von 11 000 V.

Experience with a grounded neutral on the high-tension system of the Interborough Rapid Transit Company. Von Rhodes. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 07 S. 1445/50*) Die zweijährigen Betriebserfahrungen mit dem geerdeten Netz haben im Vergleich zu den früheren Erfahrungen ohne Erdung den Vorteil der Erdung bewiesen.

The grounded neutral, with and without series resistance, in high-tension systems. Von Lincoln. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Sept. 07 S. 1433/43*) Zweck und Vorteil der Erdung des neutralen Punktes einer Drehstrommaschine. Arten der Erdung. Der Widerstand in der Erdleitung.

Erd- und Wasserbau.

A new flexible connection for suction pipes of dredges. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 438/39*) Bei dem seetüchtigen Saugbagger »St. Johns« ist der Anschluß der Saugleitung mit Stopfbüchsrohren statt mit den bisher üblichen Gummischläuchen ausgeführt.

Segmentschütz und Walzenwehr. Von Eger. (Zentralbl. Bauv. 9. Nov. 07 S. 592/95*) Darstellung des von der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg an der unteren Schleuse des Landwehrkanales in Berlin ausgeführten Doppelwehres, bei dem ein Walzenwehr und ein Segmentschütz verwendet sind. Kritische Gegenüberstellung ausgeführter Anlagen. Schluß folgt.

Hydraulic excavation and dam building at the Croton and Lyons dams in Michigan. Von Fargo. (Eng. News 24. Okt. 07 S. 429/31*) Der 12 m hohe Croton-Damm am Muskegon-Fluß und der 8 m hohe Lyons-Damm am Grand-River. Darstellung der Erdarbeiten. S. a. weiter unten unter Wasserkraftanlagen.

The Detroit River tunnel. (Eng. News 31. Okt. 07 S. 453/55*) Darstellung der zurzeit im Bau befindlichen 800 m langen Strecke unter dem Flußbett. Eiserne 80 m lange Doppelröhren werden in einem quer durch den Fluß gebaggerten Kanal versenkt, unten fortlaufend verbunden und außen und innen betoniert. Ausführliche Beschreibung der Versenkarbeiten.

Gasindustrie.

Gasgeneratoren. Von Barkow. (Z. Dampfk. Maschbtr. 8. Nov. 07 S. 471/73*) Chemische und physikalische Grundlagen der Gaserzeugung aus festen Brennstoffen. CO- und CO_2-Linen nach Boudouard. Luftgas, Wassergas, Mischgas, Dowson-Gas. Forts. folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Häusliche Abwässer, Fabrikabwässer und Regenwässer in Gera. Von Geißler. (Gesundhtsing. 2. Nov. 07 S. 713/19) Ermittlung der voraussichtlichen Steigerung der Abwassermenge für trockenes und Regenwetter in der 47 000 Einwohner zählenden, 32 Fabriken beherbergenden Stadt.

Gießerei.

Moulage mécanique des baignoires en fonte par le système P. Dupont. Von Mamy. (Génie civ. 2. Nov. 07 S 1/3* mit 1 Taf.) Ober- und Unterkasten werden auf getrennten Druckwasserpressen mit vorher hergestellten gußeisernen Modellen eingeformt. Der Oberkasten wird dann mit Hülfe eines Laufkranes mit dem auf einem Wagen befindlichen Unterkasten zusammengesetzt.

Patterns for repetition work. Von Berry. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 07 S 235/68*) Winke für die Ausführung von Modellen für die Massenherstellung: Schwindmaß, Anordnung der Formen und Teilfugen, zweckmäßige Gestalt der Formkasten und Versteifung der Formen.

Hebezeuge.

Erecting six-track girder bridges with a derrick car. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 430/31*) Darstellung eines fahrbaren Auslegerkranes mit einem zum Erfassen von genieteten Trägern ausgebildeten Greifer. Der 16 m lange Ausleger kann um einen Winkel von 180° geschwenkt werden; hierbei beträgt die Ausladung rd. 11 m bei 41 000 kg und rd. 7 m bei 54 500 kg Belastung.

Notes on boat and anchor cranes. (Marine Eng. Nov. 07 S. 460/63*) Konstruktionszeichnungen der Davits für Kreuzer und Schlachtschiffe der amerikanischen Marine. Abmessungen der Haken und der Ausleger. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Heating system of the St. Francis Home, Detroit, Mich. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 427/29*) Darstellung der Heiz- und Lüftanlage des für 300 Zöglinge und die erforderlichen Beamten eingerichteten Waisenhauses. Für die gemeinsamen Räume ist Luftheizung, für die andern sowie zur Aushülfe Dampfheizung vorgesehen. Die Maschinenanlage besteht aus einem mit einer stehenden Dampfmaschine unmittelbar gekuppelten Ventilator von 635 cbm/min bei 200 Uml./min. Zur Licht- und Krafterzeugung dient eine 25 KW-Dynamo für 220 V Spannung, die mit einer liegenden Dampfmaschine gekuppelt ist.

Hochbau.

Die vorteilhafteste Konstruktionshöhe und Verlagsweite der Rippen der Hennebiqueschen Decke. Von Milankovitsch. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 8. Nov. 07 S. 781/83) Bestimmung der theoretisch günstigsten Abmessungen. Zusammenfassung in zwei Zahlentafeln.

The reinforced concrete work of the Mc Graw Building. Von Burr. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Okt. 07 S. 874/88 mit 5 Taf.) 11 stöckiges, rd. 45 m hohes Geschäftsgebäude von 38 m Straßenlänge, ganz aus Eisenbeton. Konstruktionseinzelheiten der Säulen und Decken.

Kälteindustrie.

Biertransportkähne auf der Elbe. Von Lehnert. (Z. Kälte-Ind. Okt. 07 S. 181/87*) Die Vereinigten Elbschiffahrtsgesellschaften in Dresden haben 12 Schiffe in Betrieb genommen, deren abgeteilte und gekühlte Laderäume ringsum durch Korkbelag isoliert sind. Die Kühleinrichtungen bestehen aus je einem stehenden Benzinmotor von 15 PS, einem liegenden Kohlensäurekompressor, einem Kon-

densator und einem als Dampfkühler ausgebildeten, in die Laderäume eingebauten Verdampfer. Die Temperatur der Laderäume wird auf + 2,5 bis 5° gehalten.

Lager- und Ladevorrichtungen.

Ueber neuere Gebäudelager für schüttbare Brennstoffe. Von Buhle (El. Kraftbetr. u. B. 4. Nov. 07 S. 606/11*) Vorteile der Silobauart und der Verwendung des Eisenbetons für Kohlenlagerhäuser. Darstellung neuerer derartiger Anlagen. Schluß folgt.

Materialkunde.

Zur Metallographie des Roheisens. Schluß. (Stahl u. Eisen 6. Nov. 07 S. 1621/25*) Die Gefügeverhältnisse der untersuchten Legierungen. Bemerkungen zur Literatur über die Erstarrungserscheinungen bei weißem und grauem Roheisen.

A note on the effect of the time element in loading reinforced concrete beams. Von Hatt. (Eng. News 24. Okt. 07 S. 438/39*) Vergleichende Versuche an Eisenbetonbalken mit gleichmäßig gesteigerter Belastung, mit unterbrochener und oft wiederholter und mit stoßartiger Belastung. Versuchsergebnisse.

Mechanik.

Kastenförmiger Rahmen in Eisenbeton. Von Rueb. (Deutsche Bauz. 6. Nov. 07 Beil. S. 81/84*) Berechnung der auftretenden Beanspruchungen an Hand eines Beispieles.

Temperaturspannungen in einer kreisförmigen Platte. Von Enßlin. (Dingler 9. Nov. 07 S. 705/09*) Temperaturspannungen bei vollkommen gehinderter Wärmeausdehnung eines Stabes, einer Platte, eines Körpers. Dehnung und Biegung der Platte infolge der ungleichen Temperatur in der Richtung der Plattendicke. Radiale Dehnung der Platte infolge gleichmäßiger Erwärmung. Biegung der Platte infolge Erwärmung der Oberfläche oder Abkühlung der Unterfläche. Schluß folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Versuche über den Wärmedurchgang, ausgeführt an Thermometern. Von Friedrich. (Z. Kälte-Ind. Okt. 07 S. 187/94*) Berechnung der Abkühlzeit eines Thermometers. Versuche bei Abkühlung in ruhender Luft und in ruhendem Wasser sowie bei Erwärmung in ruhender Luft. Zeichnerische und zahlenmäßige Darstellung der Ergebnisse.

Mitteilungen über die Verwendung von Koksofengas und seine Heizwertkontrolle. Von Fahrenheim. (Journ. Gasb.-Wasserv. 9. Nov. 07 S. 1019/21*) Beschreibung eines Verbrennungs-Kalorimeters, das durch seine Zeigerstellung den Heizwert des Gases angibt und seine Angaben fortlaufend aufzeichnet. Rechnerischer Beweis für die Richtigkeit der Angaben der Vorrichtung.

Elektrische Geschwindigkeitsmesser an Automobilen. Von Molo. (El. u. Maschinenb. Wien 11. Nov. 07 S. 869/71*) Geschwindigkeitsmesser Vulcan, Werner-Fahrtempomesser von Siemens & Halske, Messer von Fleischmann & Co., Frankfurt a. M., der Deutschen Tachometer-Werke, G. m. b. H., Berlin, O. S.-Geschwindigkeitsmesser und Messer von H. Walder.

Photometrierstative für hängendes Gasglühlicht. Von Krüß. (Journ. Gasb.-Wasserv. 9. Nov. 07 S. 1017/19*) Vorrichtungen zum Messen der Lichtstärke in verschiedenen durch die Mitte der Lichtquelle gelegten senkrechten Ebenen. Ist die Lichtausstrahlung rund um die senkrechte Achse nicht überall gleich, so wird die Messung zum Teil unter entsprechender Drehung der Lichtquelle ausgeführt.

Metallbearbeitung.

Five year's progress in engine lathe design. (Iron Age 30. Okt. 07 S. 1209/12*) Entwicklung der Drehbänke der Lodge & Shipley Machine Tool Co. Uebergang von der Stufenscheibe zur einfachen Riemenscheibe mit Stufengetriebe und neueste Ausbildung des Spindelkopfes. Verstärkung des Drehbankbettes.

A new Davis turret lathe. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1218/19*) Konstruktionszeichnungen der mit 6kantigem Drehkopf und 24 Spindelgeschwindigkeiten versehenen Drehbank von 660 mm Spitzenhöhe.

The Prentice double head automatic machine. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1220/21*) Maschine mit 6 bis 8 vorschiebbaren, paarweise einander gegenüberliegenden Arbeitspindeln zum gleichzeitigen Abdrehen, Bohren, Gewindeschneiden usw. von kleineren Stücken auf beiden Seiten. Die auf einem gemeinsamen Futter eingespannten Stücke werden nacheinander durch Drehen des Futters in die Richtung von je zwei Spindeln gebracht.

A new Brown & Sharpe machine tool. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1222/26*) Profil- und Stirnfräsmaschine mit senkrechter, umsteuerbarer, durch Stufenräder angetriebener Spindel, die auch zum Bohren und Abdrehen verwendet werden kann.

The new Flater 16-in. shaper. (Iron Age 31. Okt. 07 S. 1232/33*) Der Werkzeugschlitten, dessen Geschwindigkeit mit Hülfe eines Wechselgetriebes in 10 Stufen zwischen 58 und 7 Hüben/min verändert werden kann, ist mit zwei unter 45° nach außen geneigten Flächen im Gestell geführt. Konstruktionseinzelheiten der von der Mark Flather Planer Co. in Nashua, N. H., gebauten Maschine.

Economies and advantages of grinding. Von Darbyshire. (Am. Mach. 2. Nov. 07 S. 551/54*) Wahl der geeigneten Stoffe für Schleifscheiben. Erhaltung der Scheiben im Betrieb. Richtige Wahl der Arbeitsgeschwindigkeiten und der Drücke.

A special Newton ingot saw. (Iron Age 24. Okt. 07 S. 1133*) Die von den Newton Tool Works in Philadelphia gebaute Säge mit zwei auf verschiedenen Abstand einstellbaren Kreisblättern von 1219 mm Dmr. mit eingesetzten Schneiden ist zum Ausschneiden von Blöcken für Achsschmiedestücke bis 381 mm Dmr. oder 343 mm Kantenlänge bestimmt. Zum Antrieb dient ein 25pferdiger Elektromotor.

Pumpen und Gebläse.

Ueber die Zweckmäßigkeit zwei- oder mehrstufiger Kompression. Von Hinz. (Glückauf 9. Nov. 07 S. 1501/05*) Diagramme der theoretischen und wirklichen Kompressionsarbeiten für 1 cbm/min für Drücke bis 10 at bei Anwendung von 1 bis 4 Stufen; an einzelnen Beispielen wird gezeigt, welche Stufenzahl jedesmal am zweckmäßigsten ist. Verhältnisse bei mangelhafter Kühlung der Luft.

Foundry blower practice. Von Snow. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Okt. 07 S. 269/91*) Ventilatoren und Niederdruck-Gebläse im Gießereibetrieb. Zeichnerische und zahlenmäßige Darstellung des Zusammenhanges zwischen Antriebkraft, Umlaufzahl und Leistung.

Schiffs- und Seewesen.

The Institution of Civil Engineers. (Engng. 8. Nov. 07 S. 659/60) Ansprache von W. A. Matthews über die Entwicklung von Abmessungen und Tragfähigkeit der Dampfschiffe und den Turbinenantrieb. Forts. folgt.

Trials of French battleships »Démocratie« and »Justice«. (Marine Eng. Nov. 07 S. 457/58*) Die beiden 132 m langen, 24 m breiten Schiffe der Republique-Klasse von 14867 t Wasserverdrängung haben bei den Probefahrten mit 18500 bis 19100 PS Maschinenleistung 19,43 Knoten erzielt.

The new ocean-going destroyers. (Engng. 8. Nov. 07 S. 653*) Der erste von den im Bau begriffenen Hochsee-Torpedobootzerstörern der Tribal-Klasse, der bei Cammell, Laird & Co. in Birkenhead gebaut ist, ist ein Dreischrauben-Parsons-Turbinenschiff von 81 m Länge und 7,8 m Breite über alles und ist mit Oelfeuerung versehen. Bei der 6stündigen Probefahrt sind im Mittel 33,1 Knoten bei 33,64 Knoten Höchstgeschwindigkeit und auf 1580 Seemeilen Weglänge in 24 st ein Oelverbrauch von 27 t erzielt worden.

The Cunard turbine-driven quadruple-screw atlantic liner »Mauretania«. (Engng. 8. Nov. 07 S. 611/47* mit 38 Taf.) Umfangreiche Veröffentlichung über das Schwesterschiff der »Lusitania«, das bei Swan, Hunter & Co. in Wallsend-on-Tyne gebaut ist. Es ist um 1,5 m länger als die »Lusitania« bei gleicher Wasserverdrängung und bei gleichem Tiefgang und nimmt etwas weniger Fahrgäste auf. Die Maschinenanlage stimmt mit derjenigen der »Lusitania« vollkommen überein. Entstehungsgeschichte und Bau des Schiffes. Ausführliche Darstellung der inneren Einrichtungen. Maschinenanlage. Hülfsmaschinen.

The trials of the »Mauretania«. (Engng. 8. Nov. 07 S. 656/58*) Bei den Probefahrten ist die 486,4 km lange nord-südliche Strecke viermal durchfahren worden, wobei im Mittel 26,04 Knoten, in einem Fall (südliche Fahrt) 27,36 Knoten erzielt worden sind. Die senkrechten, von den Schrauben herrührenden Schwingungen waren dabei größer als bei der »Lusitania«.

The steamships »Delaware« and »Pawnee«. Von Linck. (Marine Eng. Nov. 07 S. 468/71*) Die beiden neuesten Schiffe der Clyde Steamship Co. sind 80 m lang und 12 m breit und haben 2840 t Wasserverdrängung. Sie werden je von einer Dreifach-Expansionsmaschine von 483, 762 und 1270 mm Zyl.-Dmr. und 762 mm Hub angetrieben. Dampfkessel. Schraube.

The steamer »Maryland«. Von Jenkins und Woodruff. (Marine Eng. Nov. 07 S. 435/38*) Das für den Verkehr zwischen Cape Charles und Norfolk bestimmte rd. 80 m lange und 12 m breite Schiff hat 2,85 m Tiefgang. Mit zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von 432, 698 und 1118 mm Zyl.-Dmr. und 660 mm Hub soll das Schiff 18 Knoten erreichen. Deckpläne. Maschinen.

New steel steam colliers. (Marine Eng. Nov. 07 S. 452/54*) Die Fore River Shipbuilding Co. baut für die New England Coal and Coke Co. drei Frachtdampfer von 120 m Länge, 16 m Breite und 5840 t Wasserverdrängung, die je mit einer Dreifach-Expansionsmaschine versehen werden. Darstellung des Stapellaufes.

Straßenbahnen.

The rehabilitation of the tracks of the Chicago street railway. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 432/34*) Bei der Erneuerung der Gleise der elektrischen Straßenbahn in Chicago sind Rillenschienen von 220 mm Steghöhe und 64 kg/m Gewicht auf hölzernen und eisernen in Beton eingebetteten Schwellen verwendet worden.



Textilindustrie.

Eine Studienreise in die Baumwollindustriegebiete von Nordamerika. Von Ulmer. Forts. (Leipz. Monatschr. Textilind. Okt. 07 S. 297/99*) Bauart und Einteilung der Fabriken.

Die Garnfärberei, Bleicherei und Merzerisieranstalt Alb. Jäger in Tente bei Barmen. (Leipz. Monatschr. Textilind. Okt. 07 S. 323/24*) Die nach den neuesten Erfahrungen eingerichtete Anlage ist von Ernst Jagenburg in Elberfeld ausgeführt.

Unfallverhütung.

Unfälle aus dem Dampfkesselbetriebe. (Glückauf 9. Nov. 07 S. 1505/07*) Mitteilung des Dampfkessel-Ueberwachungsvereines der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund zu Essen-Ruhr.

Report of the Transvaal Commission on the use of winding ropes, safety catches and appliances in mine shafts. (Eng. News 31. Okt. 07 S. 462/65*) Ergebnisse der Prüfung von Förderseilen auf Zweckmäßigkeit der Seilart und Güte des Materiales. Forts. folgt.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Abnahmeversuche an Braunkohlen-Großgasdynamos. (ETZ 7. Nov. 07 S. 1077/80*) Versuche an zwei 700 pferdigen doppeltwirkenden Tandem-Viertaktmaschinen von 700 mm Zyl.-Dmr. und 800 mm Hub in dem Eisenwerk Riesa a. d. Elbe der A.-G. Lauchhammer. Die Maschinen sind mit Gleichstromdynamos für 250 V gekuppelt und erzeugen 1 KW-st für 0,855 Pfg.

The Institution of Mechanical Engineers. Forts. (Engng. 8. Nov. 07 S. 648/53*) S. Zeitschriftenschau v. 9. Nov. 07. Erörterungen über die Güte des Hopkinsonschen Indikators und über die Begriffbestimmung des Wirkungsgrades der Gasmaschine.

A Weber gas-power pumping plant. (Iron Age 24. Okt. 07 S. 1154/56*) In dem mit zwei Gasgeneratoren ausgerüsteten Licht- und Wasserwerk in Rockyford, Colo., das auch für den Feuerschutz bestimmt ist, sind zwei stehende Drillings-Gasmotoren vorhanden, deren gemeinsame Welle durch Riemen mit einem 65 KW-Stromerzeuger und einer Drillingspumpe für 3,78 cbm/min und 7 at gekuppelt ist. Darstellung des Betriebes.

A year's experience with gas engines. Von Winsor. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S 434) Das Sommerville-Kraftwerk der Boston Elevated Railway Co. besteht aus zwei Gaserzeugern und 2 mit Dynamos unmittelbar gekuppelten Crossley-Gasmaschinen von je 600 PS. Ergebnisse bei täglich 16 stündigem Betrieb. Der Kohlenverbrauch hat in den ersten 7 Monaten 0,65 kg/PS-st betragen und gegenüber der Dampfanlage eine Ersparnis von 41,5 vH ergeben.

Wasserkraftanlagen.

Three low-head hydro-electric developments in Michigan. Part I. (Eng. Rec. 19. Okt. 07 S. 418/23*) Entwicklung und Wirkungsbereich der Wasserkraft-Elektrizitätswerke an den Zuflüssen des Michigan-Sees. Anlage und Bau des am Muskegon-Fluß gelegenen Croton-Elektrizitätswerkes, das 14 400 PS liefert und zwei 3600 KW-Drehstromdynamos von 6600 V Spannung und 30 Per./sk enthält, die mit je 4 Samson-Doppelturbinen von 225 Uml./min unmittelbar gekuppelt sind. Zur Fortleitung nach Grand Rapids und Muskegon wird die Spannung des Drehstromes in 3 Transformatoren auf 72 000 und 100 000 V erhöht. Forts. folgt.

The Necaxa power works. (Engineer 8. Nov. 07 S. 466/68*) Entwicklungsgeschichte des Wasserkraftwerkes der Mexican Light and Power Co., das im ersten Ausbau fertiggestellt ist. Bau der Dämme und Kanäle. Forts. folgt.

Hydro-electric power and transmission plant at West Buxton, Maine. (El. World 12. Okt. 07 S. 713/17*) Die Wasserkraftanlage der Portland Electric Co. am Saco-Fluß, 32 km von Portland entfernt, versorgt einen Teil dieser Stadt mit elektrischem Strom und umfaßt 4 Maschinensätze von zusammen 4000 PS, von denen bisher 3 eingebaut sind. Der Strom wird durch 2 Drehstromleitungen mit 22 000 V übertragen. Die Anlage ist innerhalb eines Jahres gebaut worden. Darstellung der Arbeiten.

Wasserversorgung

Ueber die Gewinnung einwandfreier Proben für die hygienische Prüfung von Trinkwasser. Von Renk. (Journ. Gasb.-Wasserv. 2. Nov. 07 S. 997/1002) Erörterungen über die Entnahme von Proben aus einer Wasserleitung, aus Bohrlöchern, Brunnen und Schürfgräben. Meinungsaustausch.

New apparatus for the sterilization of drinking water by heat. (Eng. News 31. Okt. 07 S. 457/60*) Die Vorrichtung verhindert das Entweichen der das Trinkwasser schmackhaft machenden Bestandteile und benutzt die Gegenstromwirkung zum Abkühlen des kochenden Wassers.

The Rand Water Board plant and works. Forts. (Engineer 8. Nov. 07 S. 462/64*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Nov. 07. Bau des Wasserwerkes.

Rundschau.

Der Ozeanrekord und die Probefahrten der »Mauretania«.

Der zweite große Cunard-Dampfer, die »Mauretania«, hat am Sonnabend den 16. November seine erste transatlantische Reise von Liverpool aus angetreten, nachdem er in der Woche vorher ausgedehnte Probefahrten in der Irischen See, wo auch das Schwesterschiff »Lusitania« die ersten Fahrten mit voller Kraft zurückgelegt hat, unternommen hatte. Wenn auch die Probefahrten des letztgenannten Schiffes, wie schon früher in dieser Zeitschrift ausgesprochen ist[1]), keinen unmittelbaren Maßstab zur Beurteilung der Leistungen auf der regelmäßigen transatlantischen Fahrt ergeben haben, so kann man aus den bisher bekannt gewordenen Ergebnissen der »Mauretania«-Probefahrt und aus verschiedenen andern hiermit im Zusammenhang stehenden Umständen doch bereits folgern, daß die »Mauretania« vermutlich das Schwesterschiff auch im regelmäßigen Betrieb hinter sich lassen wird. Unwesentlich ist dieser Punkt allerdings bei Beurteilung der mit dem Auftauchen der beiden Ozeanriesen geschaffenen neuen Lage in der Schiffbauindustrie und im transatlantischen Dampferverkehr gegenüber der Tatsache, daß die deutschen Schnelldampfer, die ein Jahrzehnt das Feld behauptet haben, nunmehr übertroffen sind. Denn daß Deutschland das Land ist, das neben Großbritannien durch die neue Sachlage am meisten berührt wird, liegt auf der Hand, und die hier beteiligten Kreise würden sich einer großen Unterlassung schuldig machen, wenn sie dabei die Hände in den Schoß legen wollten. Es wird ohne weiteres zugegeben werden, daß es bei einer Reise, die nahezu eine Woche in Anspruch nimmt, für den Beförderten im allgemeinen recht gleichgültig ist, ob er einige Stunden früher oder später an seinem Bestimmungsort ankommt; trotzdem aber läßt sich nicht leugnen, daß besonders bei der Verbindung zwischen Europa und Nordamerika diejenigen Schiffe den stärksten Zuspruch an Fahrgästen aufweisen, welche die schnellsten Reisen gemacht haben und den Rekord halten. So unbegreiflich dies manchem erscheint: die Schiffahrtgesellschaften haben damit zu rechnen; denn als weitere Folge ergibt sich, daß die Beliebtheit, welche sich die Reederei mit einzelnen dieser schnellsten Schiffe beim Publikum erworben hat, auf ihren gesamten Betrieb übertragen wird. Als Beweis hierfür kann vor allem die Entwicklung des Verkehrs des Norddeutschen Lloyds angeführt werden, der wohl ohne die zahlreichen prachtvollen Schnelldampfer, die mehr als einmal einen neuen Rekord aufgestellt haben nicht zu seinem heutigen Ansehen gelangt wäre. Es mag von verschiedenen Gesichtspunkten aus unverständlich und ungerechtfertigt erscheinen, wenn zwei große seefahrende Nationen ständig im Wettkampf wegen der schnellsten transatlantischen Ozeandampfer liegen; aber demgegenüber möchte ich behaupten, daß dieser Wettstreit ein gewaltiger Ansporn für die Technik ist und daher vom Standpunkte des Ingenieurs keineswegs zu verdammen ist. Aus den erörterten Gründen glaube ich auch, daß die deutschen Schiffahrtgesellschaften und die deutsche Schiffbauindustrie diesen friedlichen Wettkampf trotz allem nicht aufgeben, sondern in absehbarer Zeit mit Erfolg weiter führen werden. Schon allein die Errungenschaften, die hierbei für die Technik erzielt werden, wären den Einsatz wert. Wenn von englischer Seite behauptet wird, daß in dortigen technischen Kreisen niemals ein Zweifel darüber bestanden habe, daß die englische Schiffbauindustrie Schnelldampfer hervorbringen könnte[1]), welche die besten deutschen Schiffe überträfen, und wenn weiter die englischen Schiffbauer nach derselben Quelle bis zum Bau der beiden großen Cunard-Dampfer lediglich keine Gelegenheit gehabt hatten, ihre Kunst zu zeigen, so möchte ich im Interesse der deutschen Industrie nur wünschen, daß unsre großen Reedereien recht bald den deutschen Schiffbauern Gelegenheit geben möchten, nunmehr wiederum ihre Ueberlegenheit darzutun.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1551.

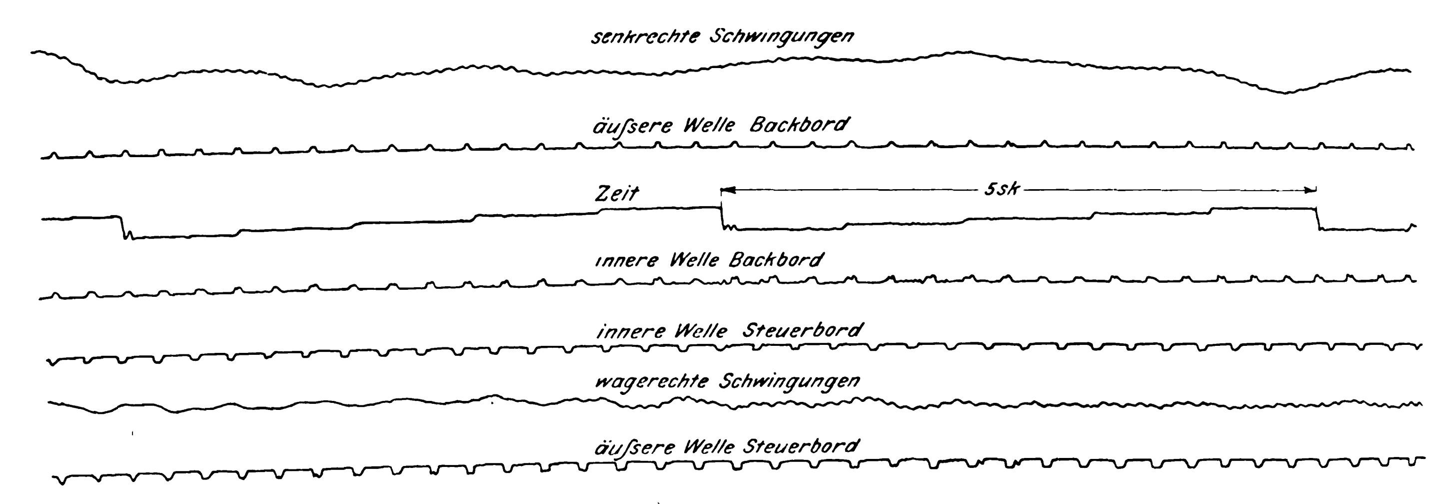
[1]) Vergl. die Veröffentlichungen über »Lusitania« und »Mauretania«, Engineering vom 2. August und 8. November 1907.



Wenn man bei einem hiernach geplanten Neubau nicht von der Forderung eines einigermaßen wirtschaftlichen Betriebes abgehen will — wobei allerdings in diesem Fall der Zweck die Mittel heiligen könnte —, so brauchten dabei nicht unbedingt die Abmessungen des Schiffes gegenüber »Lusitania« und »Mauretania« erhöht zu werden. Es ließe sich z. B. denken, daß eine neue Turbinenbauart günstigere Raumausnutzung als bei der Parsons-Turbine gestatten würde; auch sind vielleicht die Kolbenmaschinenanlagen, wie sie auf den großen Schnelldampfern verwendet werden, noch nicht an der Grenze ihrer Vollkommenheit angelangt. Anwendung von Wasserrohrkesseln, Oelfeuerung, Heißdampfbetrieb, besser ausgebildete Schrauben und vielleicht sogar die Verbrennungskraftmaschine versprechen hier noch manches für die Zukunft. Ferner würde man die beim Kriegschiffbau, namentlich beim Bau von großen schnellen Kreuzern, gesammelten Erfahrungen noch besser beim Bau der großen Schnelldampfer ausnutzen können als bisher, wenngleich bei der Verschiedenheit des Betriebes die Verhältnisse aus dem Kriegschiffbau natürlich nicht einfach übertragen werden können. Das Mißverhältnis ist hier jedoch in manchen Fällen so groß, daß es unmittelbar zum Nachdenken auffordert. Weisen doch z. B. die neueren Torpedoboote der deutschen Marine bereits Maschinenleistungen von rd. 10000 PS_i und dementsprechend Geschwindigkeiten von rd. 30 Knoten auf, gegenüber 45000 PS_i und rd. 23 Knoten bei dem Schnelldampfer »Kronprinzessin Cecilie«; die Wasserverdrängung dagegen beträgt bei den Torpedobooten 520 t, bei dem Schnelldampfer 27000 t!

trieb bewegte. Da die Wassertiefe im Northumberland-Dock 7,3 m beträgt und das Versuchschiff 0,6 m tief ging, so entsprachen die Verhältnisse der Wirklichkeit weitaus besser als bei Versuchbehältern. Auch dem Einfluß des Windes auf die Schiffsform schenkte man mittels Messung seiner Stärke durch Anemometer gebührende Beachtung. Es stellte sich hierbei heraus, daß dieser Einfluß viel bedeutender ist, als man bisher annahm. So braucht die »Mauretania« mit ihren gewaltigen Deckaufbauten bei 25 Knoten Geschwindigkeit, gegen einen Wind von der gleichen Geschwindigkeit fahrend, rd. 12 vH mehr Kraft als bei ruhigem Wetter. Die Versuche mit verschieden geformten Schrauben und verschiedenen Wellen- und Wellenhosenanordnungen führten zu dem Ergebnis, daß man bei »Mauretania« die äußeren Schrauben 24 m vor den inneren anordnete. Erst bei dieser Entfernung ergab sich bei den Versuchen kein wesentlicher Einfluß der betreffenden Schrauben aufeinander. Auch das Fortschneiden des hinteren Todholzes bei beiden Schiffen ist eine Folge der Versuche im Northumberland-Dock. Von den weiteren Versuchen mit dem Modellschiff sei noch erwähnt, daß man 12 verschiedene Schraubensätze untersuchte, um eine Schraube von möglichst hohem Wirkungsgrad zu erhalten. Hierbei zeigte sich, daß die Stärke der Schraubenflügel den Wirkungsgrad wesentlich beeinflußt.

Die Strecke, auf welcher die »Mauretania« ihre Probefahrten erledigte, zwischen Corswall Point an der Küste von Wigtownshire in Schottland und dem Longship-Leuchtfeuer in Cornwall, wurde deshalb gewählt, weil hier eine Entfernung von 304 Seemeilen zu durchfahren ist, wozu bei der voraus-



In bezug auf die Abmessungen des Schiffskörpers, die Anordnung der Turbinen, Hülfsmaschinen und Kessel sowie die Einteilung der Decke gleicht die »Mauretania« nahezu der »Lusitania«, weshalb ich an dieser Stelle nicht weiter darauf eingehen will, sondern auf die frühere Veröffentlichung über die »Lusitania« hinweise[1]). Es sei nur bemerkt, daß »Mauretania« 1,55 m länger ist als »Lusitania«, d. s. 240,79 m, und in der dritten Klasse etwas weniger, in den beiden höheren Klassen etwas mehr Fahrgäste als ihr Schwesterschiff aufnehmen kann. Die Ausstattung der Räume für die Fahrgäste ist bei der »Mauretania« noch prächtiger als auf dem Schwesterschiff. Beide Schiffe, die im Kriegsfall als Hülfskreuzer verwendet werden sollen, sind mit Einrichtungen zur Aufstellung von zwölf 15,2 cm-Schnellfeuergeschützen versehen, so daß ihre Gefechtstärke trotz des Fehlens jeglicher Panzerung nicht zu unterschätzen ist.

In den Ruhm der Erbauung teilen sich bei der »Mauretania« zwei Firmen, und zwar für den Schiffskörper und die Einrichtung die Werft von Swan, Hunter & Wigham Richardson, für die Dampfturbinen und Kessel die Wallsend Slipway and Engineering Co., beide in Wallsend am Tyne.

Bevor man zum Bau des Schiffes schritt, wurden von der erstgenannten Firma eingehende Versuche zur Feststellung der geeignetsten Form des Schiffskörpers sowie der Schrauben- und Wellenanordnung usw. unternommen; aber entgegen dem bisher üblichen Verfahren beschränkte man sich hier nicht auf das Schleppen von kleinen Modellen in Versuchsanstalten, sondern stellte eine Schiffsform in 1/16 natürlicher Größe her, die man in einem offenen Wasserbehälter — dem Northumberland-Dock am Tyne — durch eigenen elektromotorischen An-

[1]) Z. 1907 S. 1547.

gesetzten Geschwindigkeit der »Mauretania« etwa 12 st erforderlich sind[1]). Beim Beginn der Probefahrten hatte die »Mauretania« eine Wasserverdrängung von 36630 t und einen mittleren Tiefgang von 9,9 m, was — in Anbetracht der Kohlenvorräte — ungefähr der Lage des Schiffes am zweiten Tage nach der Ausreise, von Queenstown aus gerechnet, entspricht, wenn sich das Schiff mitten im Atlantischen Ozean befindet. Es wurden nun je zwei Fahrten südlich und nördlich unternommen und hierbei folgende Geschwindigkeiten erzielt:

	Entfernung	Zeit		Geschwindigkeit
	Seemeilen	st	min	Knoten
1. Fahrt südlich	304	11	34	26,28
2. » nördlich	304	12	2	25,26
3. » südlich	304	11	6 1/2	27,36
4. » nördlich	304	12	2	25,26

Die höheren Werte bei den südlichen Fahrten sind in diesem Fall nicht, wie vielleicht angenommen werden könnte, durch günstigere Witterungsverhältnisse zu erklären; denn es wehte z. B. gerade bei der ersten Fahrt ein Gegenwind in der Stärke von 7, und die Nacht war besonders dunkel; bei der zweiten Fahrt dagegen fuhr das Schiff bei ruhiger See mit dem Winde. Es ist deshalb nur anzunehmen, daß die Fahrten durch die verschiedenen Flutströmungen derart beeinflußt worden sind.

Die Dampfkessel, die unter einem ständigen Druck von

[1]) s. Engineering 8. November 1907.

12,6 at standen, wurden während der Probefahrten mit Süd-Wales- und Yorkshire-Kohle gefeuert. Der Gang der Turbinen war recht gleichmäßig. Beim Anfang der Fahrt liefen die Schraubenwellen mit 186 Uml./min; diese Zahl steigerte sich bis auf 198, während das Mittel rd. 193 betrug. Um die Steuerfähigkeit des Schiffes festzustellen, wurde das Ruder hart Bord gelegt, wobei sämtliche Wellen mit voller Kraft vorwärts angetrieben wurden; das Schiff beschrieb dann einen Kreis, dessen Durchmesser nur etwa $2^3/_4$ Schiffslängen betrug.

Ueber die Schiffschwingungen geben die mit einem Schlickschen Pallographen auf dem Promenadendeck aufgenommenen Schaulinien, s. die Figur, Aufschluß. Der Pallograph stand etwa in der Mitte zwischen den beiden seitlichen Wellen, die sich während der Meßzeit mit 192 bis 194 Uml./min drehten. Der wellenförmige Verlauf der senkrechten und wagerechten Schwingungslinien ist dem durch Seegang verursachten Rollen des Schiffes zuzuschreiben.

Sehr bemerkenswert ist es, daß die Ergebnisse der Probefahrten die Versuchsergebnisse durchweg bestätigen. Da man besonders darauf Bedacht genommen hatte, bei den Versuchen möglichst genau der Wirklichkeit entsprechende Verhältnisse zu schaffen, wird dieser Fingerzeig nicht verfehlen, weitere Anregungen für die Schiffbauindustrie aller Länder zu geben. W. Kaemmerer.

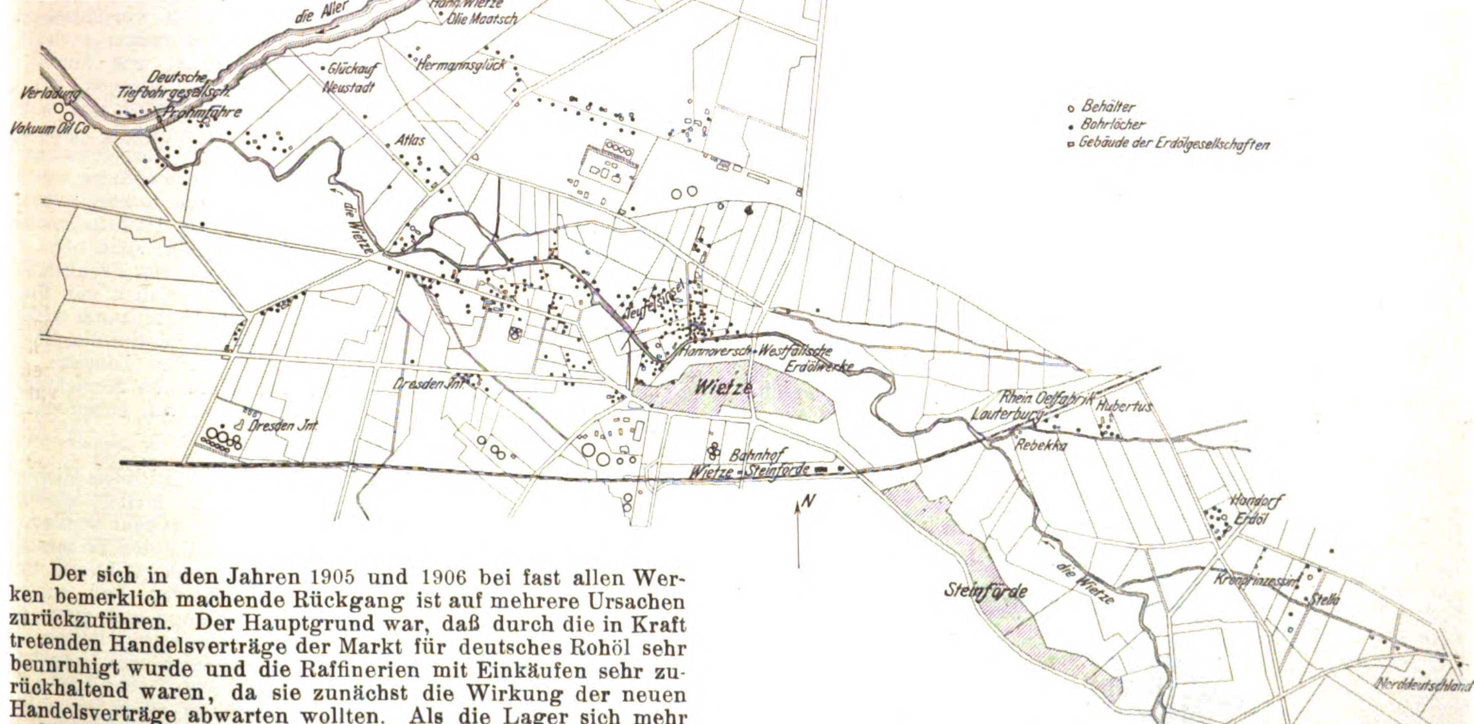
Die **Entwicklung der Erdölindustrie in dem Bezirk von Wietze**, Provinz Hannover, die in den letzten Jahren nicht immer Fortschritte zu verzeichnen hatte, beginnt sich neuerdings wieder zu beleben. Heute sind im ganzen 31 Werke vorhanden, von denen allerdings noch 14 sich im Aufschluß befinden [1]. Die Jahreserzeugung sämtlicher Erdölgesellschaften im Bezirk von Wietze betrug:

1904	66 195 t
1905	56 075 »
1906	57 788 »
1907 erstes Halbjahr	34 668 »

heute noch nicht umrahmt werden, weil die Grenzen durch neue Funde noch stets weiter, insbesondere in der Längsrichtung, ausgedehnt werden. Die Ausbeute an Erdöl im Herzen des Gebietes, auf der Teufelsinsel, in der Nähe der zuerst erschlossenen Bohrlöcher, nimmt dabei noch nicht wesentlich ab, wie die große Menge der Bohrlöcher an dieser Stelle, s. die Figur, erkennen läßt.

Die Herstellung der Bohrlöcher mittels Trockenbohrung, wobei das Bohrloch stets mehr oder weniger mit Wasser gefüllt wurde, ist heute durch die Spülbohrung verdrängt. Auf Anordnung der Bergbehörde werden nur noch die letzten paar Meter über der zu erwartenden ölführenden Schicht ohne Spülung gebohrt. Gegenüber der noch vor einiger Zeit herrschenden Ansicht, daß nur durch völlige Trockenbohrung die Erdöllagerstätte vor dem Verwässern geschützt werden könne, hat sich aus dem täglichen Betrieb und durch Versuche ergeben, daß die Spülbohrung das Oel nicht endgültig in der Lagerstätte verdrängt; Voraussetzung hierbei ist, daß der unter hohem Druck stehende Spülwasserstrom nicht zu lange auf die ölführenden Schichten einwirkt. Nachdem seit ungefähr Jahresfrist genietete Blechrohre als Verrohrungen ausgeschaltet sind, werden heute allgemein außen glatte patentgeschweißte Rohre ohne Muffen oder Verlaschungsringe angewendet. Der Durchmesser eines Bohrloches beträgt heute am Anfang 360 bis 400 mm. Die Verrohrung hat den doppelten Zweck, das Bohrloch offen zu halten und die Erdöllagerstätte gegen die Tagewässer und den Grundwasserstrom abzuschließen. Man führt deshalb die Verrohrung möglichst dicht an die Erdölschicht heran und verlängert sie, wenn das Gebirge nicht steht, durch durchlöcherte Rohre bis in die Lagerstätten hinein. Besonderer Wert ist auf den Abschluß des Süßwassers zu legen; denn ein zusammengegangenes Bohrloch kann wohl leicht wieder aufgebohrt werden, sobald aber das Wasser aus den oberen Schichten in die Erdöllagerstätte eindringt, wird das Oel verdrängt, die Lagerstätte verwässert und ihre Ausbeute bleibt für immer gehemmt.

Zurzeit sind rd. 260 Bohrlöcher im Bezirk von Wietze in



Der sich in den Jahren 1905 und 1906 bei fast allen Werken bemerklich machende Rückgang ist auf mehrere Ursachen zurückzuführen. Der Hauptgrund war, daß durch die in Kraft tretenden Handelsverträge der Markt für deutsches Rohöl sehr beunruhigt wurde und die Raffinerien mit Einkäufen sehr zurückhaltend waren, da sie zunächst die Wirkung der neuen Handelsverträge abwarten wollten. Als die Lager sich mehr und mehr füllten, gingen die Preise bis unter die Gestehungskosten herunter; so war der Verkaufpreis für 1 t Oel auf rd. 55 𝓜 gesunken, während heute 75 bis 80 𝓜/t in Wietze bezahlt werden. Wie der Ausweis über die Förderung des ersten Halbjahres 1907 zeigt, ist der Rückgang inzwischen überwunden, so daß man in diesem Jahr auf eine Gesamterzeugung von rd. 70 000 t rechnet. Hiermit würde die bisher höchste Förderung um rd. 4000 t überholt werden, und die mitunter rege gewordene Besorgnis, daß die Wietzer Erdölindustrie nach kurzer Blüte einschlafen werde, erscheint daher nicht begründet. Eine Uebersicht über das Erdöl erzeugende Gebiet um Wietze gibt die Figur. Genau kann dieser Bezirk

[1] Glückauf 7. September 1907 S. 1171.

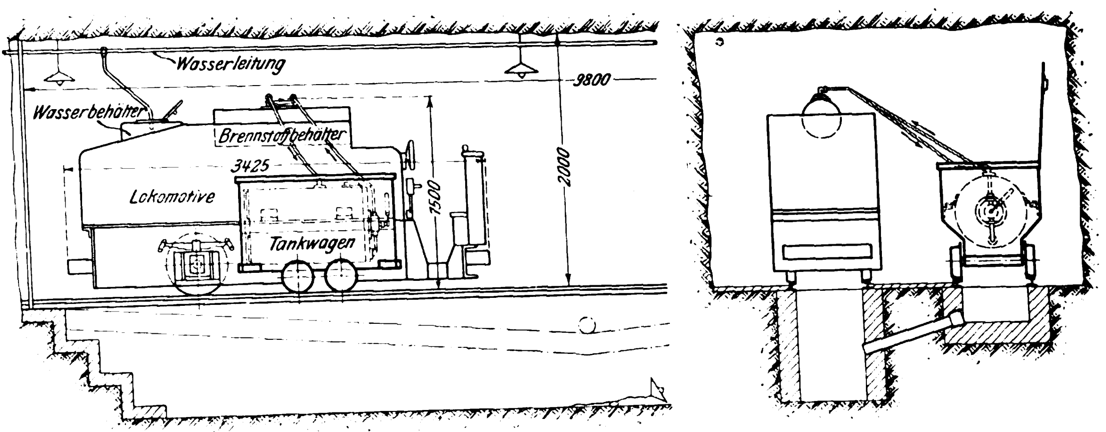
Förderung. Hiervon wurden im Jahr 1906/07 100 Bohrlöcher niedergebracht. Die Durchschnittsleistung dieser Bohrlöcher an schwerem Oel beträgt in Steinförde 0,75 cbm (rd. 680 kg), auf der Teufelsinsel 2 cbm (rd. 820 kg) bei 24 stündigem Betrieb. Das Oel wurde früher in Fässern von den Bohrlöchern nach den Behältern befördert; heute werden Feldbahnen mit Behälterwagen oder Rohrleitungen hierzu verwendet. Zum Lagern des Erdöles sind bisher 38 große Behälter errichtet, die zusammen 1 550 000 cbm fassen und die von Wällen umgeben sind, welche, wenn Lecke im Blech entstehen, dichtend wirken.

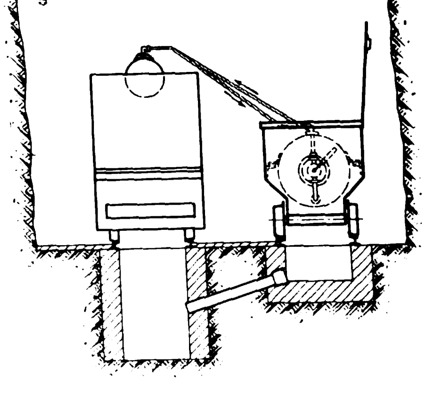
Im letzten Jahr wurden auf dem Bahnhof Wietze-Steinförde rd. 41 000 t Erdöl verfrachtet; doch auch auf dem Wasser-

weg, auf der Aller, verläßt eine beinahe ebenso große Menge das Wietzer Gebiet. Die Belegschaft des Erdölbezirkes beträgt zurzeit rd. 1150 Mann.

Die auf S. 1079 dieses Jahrganges beschriebenen **Einrichtungen zum Umfüllen des flüssigen Brennstoffes für Grubenlokomotiven** unter Tage sind von der Gasmotorenfabrik Deutz dahin abgeändert worden[1]), daß statt des Kohlensäuredruckes eine Handpumpe zum Befördern des Brenn-

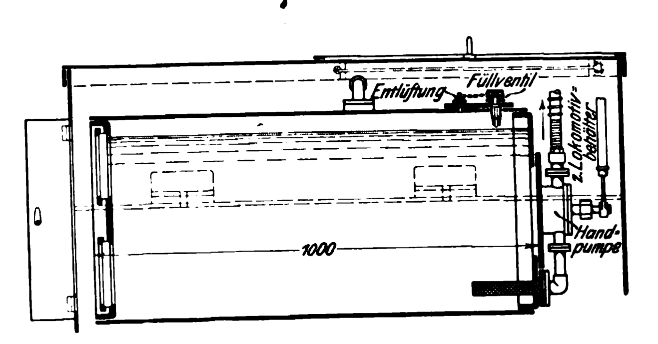
Fig. 1 und 2. Umfüllraum für flüssigen Brennstoff.





stoffes in den Lokomotivbehälter verwendet wird, um die im geleerten Behälter vorhandene, mit Brennstoff gesättigte Luft nicht nach außen gelangen zu lassen, sondern durch eine zweite Leitung in den Tankwagen zurückleiten zu kön-

Fig. 3 und 4. Oberteil des Tankwagens.

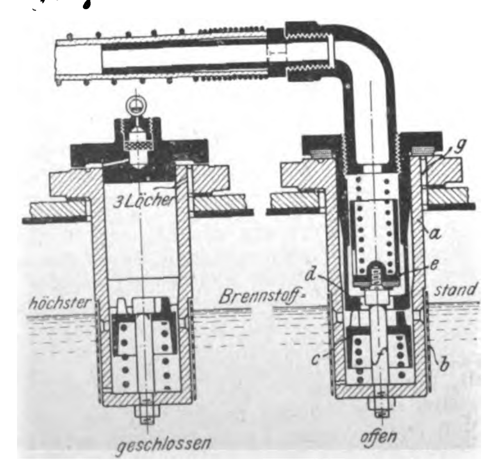


Luft- u. Brennstoffrückleitung v. Lokomotivbehälter

600

nen; s. Fig. 1 und 2. Der Tankwagen, der 240 ltr faßt, s. Fig. 3 und 4, ist zu diesem Zweck mit zwei Schläuchen versehen, an deren Enden Ventile derart angebracht sind, daß sie erst dann öffnen können, wenn die Schlaucheinsätze fest mit dem Lokomotivbehälter verbunden sind. Auf diese Weise wird

Fig. 5 und 6. Selbsttätiges Ventil.



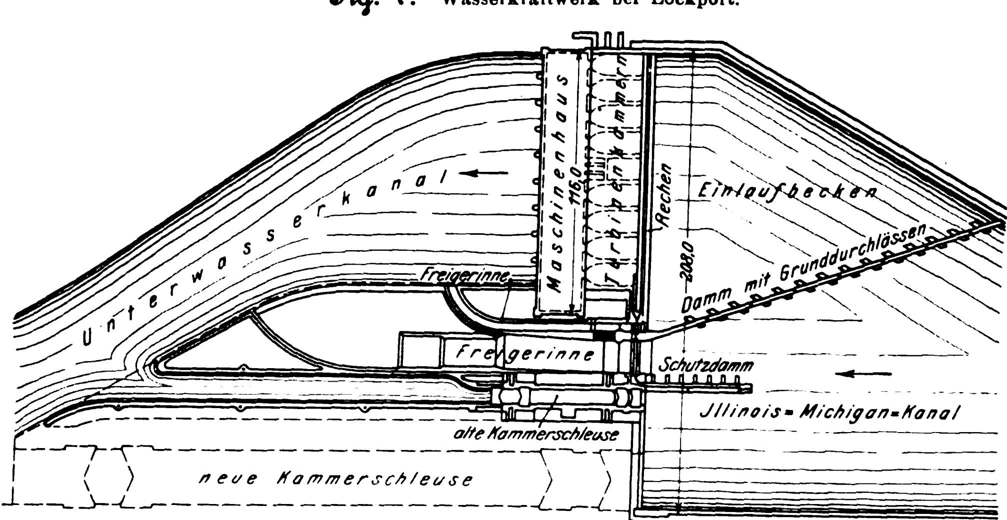
[1]) Bericht von Beyling in »Glückauf« vom 21. September 1907.

auch die Entnahme von Benzin oder Benzol zu andern Zwecken, z. B. zum Waschen der Hände, verhindert. Der zur Luftrückleitung dienende Schlauch führt auch den überschüssigen Brennstoff in den Tankwagen zurück, wenn zu lange übergepumpt wird. Am Behälter des Tankwagens ist eine Hand-Flügelpumpe angebracht, die bei jedem Doppelhub etwa 0,2 ltr fördert. Die Oeffnungen des Lokomotivbehälters, in die die Schlauchenden eingesetzt werden, sind ebenfalls mit solchen selbsttätigen Ventilen versehen, die sich sofort schließen, wenn das Schlauchende ein wenig gehoben wird; s. Fig. 5 und 6. In den in den Behälter eingehängten Gehäusen *a*, deren untere Enden mit Sieben *b* umgeben sind, führen sich federbelastete Rundschieber *c*, die erst im letzten Augenblick von den Unterteilen *d* der Schlaucheinsätze niedergedrückt werden. Zugleich stoßen die hohlzylindrischen Schlauchventile *e* gegen die Bolzen *f*, so daß auch die Schlauchenden geöffnet werden und Brennstoff ausfließen sowie Luft in den Tankwagen zurückströmen kann. Alle vier Ventile schließen sich, wenn die Schlaucheinsätze nur wenige Millimeter gehoben werden, oder öffnen sich überhaupt nicht, wenn die Schläuche ungenau eingesetzt sind. Die Löcher *g*, die die einzige freibleibende Verbindung des Lokomotivbehälters mit der Außenluft bilden, dienen dazu, Luft in dem Maß einzulassen, wie sich der Behälter entleert. Sie werden aber beim Umfüllen durch die Schlaucheinsätze selbst verschlossen, s. Fig. 6, und es bleibt immer soviel Luft im Lokomotivbehälter, wie durch den Abstand der Austrittöffnungen der Gehäuse *a* von der Behälterwand bedingt ist. Nach den gegenwärtig geltenden Vorschriften des kgl. Oberbergamtes in Dortmund für die Verwendung von flüssigem Brennstoff beim Lokomotivbetrieb unter Tage sollen die Umfüllvorrichtungen so beschaffen sein, »daß beim Umfüllen ein Verschütten von Brennstoffflüssigkeit und ein Entweichen von Brennstoffdämpfen in den Umfüllraum wirksam verhindert wird und die Brennstoffbehälter der Lokomotiven nicht überfüllt werden können«. Die beschriebenen, allerdings nicht sehr einfachen Einrichtungen sind die ersten, die diesen Bestimmungen voll entsprechen.

Für das Wasserkraftwerk bei Lockport am Illinois-Michigan-Kanal, dem sogenannten Chicago-Drainage-Kanal, sind zwei **eigenartige bewegliche Kronenwehre** eingebaut worden, die zum Abschluß eines größeren und eines kleinen Freigerinnes nach dem Unterwasser zu dienen. Das noch nicht vollendete Maschinenhaus enthält 9 Turbinenkammern und soll bei 280 cbm/sk mittlerer nutzbarer Wassermenge und etwas über 11 m Gefälle rd. 33000 PS an den Turbinenwellen leisten. Das Werkgebäude liegt quer in einem seitwärts vom Hauptkanal abgezweigten kurzen Triebwerkkanal, Fig. 7; das breite Einlaufbecken ist vom Triebwerkkanal durch einen gemauerten Damm mit Grunddurchlässen abgetrennt, um nicht zu viel von den vom Kanal mitgeführten Schwimmstoffen aufzunehmen, die hier in außergewöhnlich großen Mengen vorkommen. Diese Schwimmstoffe, das Treibeis und das oft vorhandene überschüssige Wasser sollen durch ein breites Freigerinne mit Ueberfall neben dem Maschinenhaus außerhalb des Einlaufbeckens abgeführt werden, Fig. 8. Ein zweites kleineres Freigerinne, ebenfalls mit Ueberfall, liegt innerhalb des Einlaufbeckens unmittelbar neben dem Maschinenhaus und dient hauptsächlich zum Ableiten der noch ins Einlaufbecken gelangten Schwimmstoffe. Neben dem breiteren Freigerinne befindet sich eine alte Kammerschleuse für den Illinois-Michigan-Kanal, und neben dieser soll eine neue mit bedeutend größeren Abmessungen erbaut werden.



Fig. 7. Wasserkraftwerk bei Lockport.



Die Ueberfälle der beiden Freigerinne sind 14,65 und 3,65 m breit und bestehen je aus einem festen Grundwehr aus Beton und darüber aus einem drehbaren Kronenwehr von der Form eines 45°-Ausschnittes aus einem Zylinder von nahezu 8 m Halbmesser, Fig. 9. Die wagerechte Drehachse des Wehrkörpers fällt mit der Zylinderachse zusammen und ist auf der talwärts gelegenen Kronenkante des festen Wehres quer zur Achse des Freigerinnes gelagert. Die beiden beweglichen Wehrkörper haben hinsichtlich des Querschnittes und Aufbaues völlig gleiche Abmessungen und unterscheiden sich nur durch ihre verschiedene Länge. Der Körper ist aus Eisenplatten wasserdicht zusammengenietet und im Innern durch Rippenwinkel und Streben versteift, Fig. 9. Die obere ebene Decke ist auch außen mit Winkelrippen belegt, die zum Schutz gegen Eisschollen dienen. Das Grundwehr hat in seiner Längsrichtung eine dem Zylinderausschnitt entsprechende Aussparung. Bei weitester Senkung des Ueberfalles wird der bewegliche Wehrkörper in die im festen Wehr ausgesparte Kammer hineingedreht, so daß der Ueberfall dann eine breite ebene Krone hat, die von der oberen ebenen Fläche des Kronenwehres gebildet wird. Soll das Freigerinne mehr geschlossen werden, so wird durch eine Umleitung vom Einlaufbecken her in die Kammer im festen Wehr von unten Wasser eingelassen, unter dessen beliebig zu regelndem Druck der Zylinderkörper nach oben gedreht wird. Die veränderliche Höhe am Ueberfall beträgt insgesamt 5,5 m. In der höchsten Lage kann das Kronenwehr durch eine Spindel mit mehreren Nasen festgestellt werden, so daß die Kammer entleert und nachgesehen werden kann. Zwischen den beiden Ueberfällen ist auf einem festen Damm die Triebwerkbude errichtet, von der aus die Ventile oder Schieber für die Leitungen zum Füllen und Entleeren der Druckkammer bedient werden.

Die Form des beweglichen Kronenwehres hat den für ähnliche Zwecke benutzten Klappenwehren gegenüber den Vorteil, daß der Druck des Stauwassers auf die Zylinderfläche teilweise nach unten wirkt und deshalb das Kronenwehr nicht überzukippen sucht. Außerdem besteht gegenüber andern ebenfalls durch Wassergegendruck betätigten Wehren der Vorteil, daß hier nur eine Gelenkachse vorhanden ist, die nicht unter erheblichem Wasserdruck steht, und daß die hauptsächlich dicht zu haltende Kante am festen Wehr und nicht zwischen zwei beweglichen Kanten liegt. Die Form könnte noch verbessert werden, indem man die jetzt ebene Oberfläche nach der unteren Wasserfläche des Ueberfalles krümmte. Dadurch würde der Stoß des auftreffenden Wassers und der Schwimmstoffe gemildert und die Decke an und für sich steifer werden.

Das Drehgelenk des Kronenwehres, Fig. 10, ruht auf einer schweren gußeisernen Platte, die auf dem Grundwehr mit einer doppelten Reihe von Ankerbolzen befestigt ist. Die inneren 65 mm dicken und fast 5 m langen Anker stehen in Abständen von 600 mm und sind senkrecht in den Betondamm eingelassen. Die äußeren 50 mm dicken, 7,3 m langen Anker sind in Abständen von je 300 mm unter einem Winkel von 45° im Beton eingemauert, Fig. 9. Auf der Grundplatte ruht das Gelenklager, das aus einzelnen etwa 1825 mm langen Stahlgußböcken besteht. Zwischen den Böcken bleibt ein etwa 1,5 mm breiter Spalt, der mit einer Korkpackung ausgefüllt ist. An den Böcken sitzt ein stählerner Gelenkzapfen von rd. 100 mm Dmr., auf den sich die mit Weißmetall ausgegossene Lagerschale des Wehrkörpers stützt. Um Eisbildung an dieser Stelle zu verhindern, sind zwei stark verzinkte Eisenrohre am Lager entlang geführt, die mit Dampf gespeist werden. Das Gelenk-

Fig. 8.

Maschinenhaus
Einlaufbecken
kleines Freigerinne
3,65
grosses Freigerinne
Gelenkachse des Kronenwehres
14,65
alte Kammerschleuse

Fig. 9. Querschnitt des Wehres.

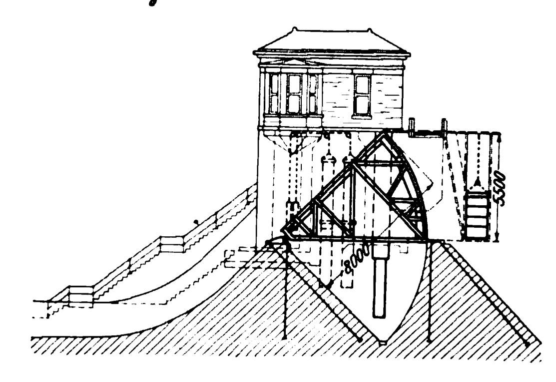
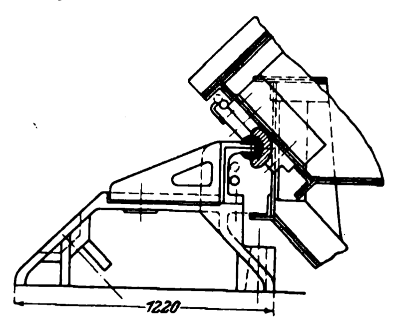


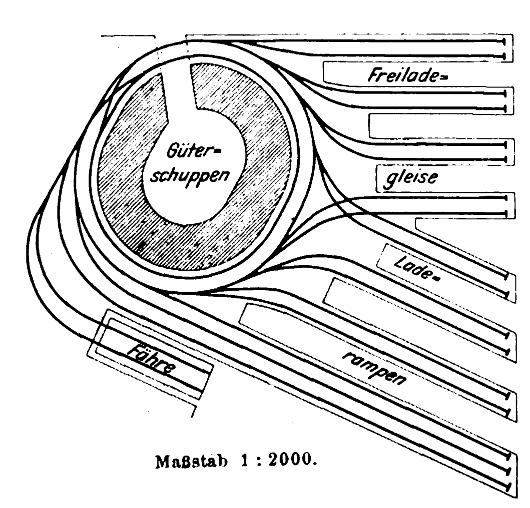
Fig. 10. Gelenklager des Wehres.



lager bildet einen wasserdichten Abschluß zwischen dem festen und dem beweglichen Wehrkörper. An den beiden seitlichen Enden der Kronenwehre sind ebenfalls wasserdichte Abschlüsse in der Weise hergestellt, daß die neben der gekrümmten Kante des Zylinderausschnittes befindliche Betonwand mit Eisenblech ausgekleidet ist, so daß noch ein Spielraum von etwas mehr als 6 mm bei 15° C freibleibt. Dieser Spalt wird durch 38 mm breite, der Länge nach kreisförmig gekrümmte Winkeleisen überdeckt, die nach dem Wehrkörper zu verschiebbar über der gekrümmten Kante befestigt sind. Infolgedessen legen sie sich unter dem Druck des gestauten Wassers gegen den Wehrkörper fest an und schaffen einen genügend dichten Abschluß. Aehnlich ist der Spalt an der Kante des oberen festen Wehres gegenüber der gekrümmten Staufläche des beweglichen Wehres abgedichtet. Die feste Krone ist mit einer Deckplatte belegt, die ebenso wie die Grundplatte des Gelenklagers doppelt verankert ist. Auf dieser Deckplatte sind wieder dicht aneinander gereihte Winkeleisen so befestigt, daß sie sich gegen das bewegliche Wehr hin verschieben können und sich unter dem Wasserdruck fest gegen die ganz schwach gekrümmte Zylinderfläche anlegen. Diese Winkeleisendichtungen sollten zweckmäßig noch mit einen Belag aus leicht zu ergänzendem nachgiebigem Dichtmaterial versehen werden.

Die Ausrüstung der Triebwerkbude zur Bedienung der beweglichen Kronenwehre ist mit vieler Umsicht entworfen. Die Schieber für die Leitungen zum Füllen und Entleeren der Druckkammern sind mittels eines Handrades zu betätigen. Außerdem sind Anzeiger für den Grad der Füllung und für den Stand der oberen Wasserhaltung vorgesehen, und schließlich sind Sicherheitsvorrichtungen angewendet, durch die eine unzulässige Füllung der Kammern verhindert und der bewegliche Wehrkörper in seiner höchsten Lage festgestellt wird. Ueber den Wehren ist etwas nach dem Oberwasser hin eine Bedienungsbrücke errichtet, die auch als obere Stütze für ein etwa erforderliches Nadelwehr benutzt werden soll und deshalb besonders steif gegen seitliche Beanspruchung gehalten ist. Die Nadeln stützen sich unten gegen eine an der Krone des Grundwehres ausgebildete Schulter. Da das große Freigerinne die ganze Wassermenge des Kanales bis zu etwa 400 cbm/sk nach dem Unterwasserkanal des Turbinenhauses durchlassen muß, möglicherweise sogar bei starkem Eisgang, ist die ausbetonierte Sohle sorgfältig befestigt; die Ablaufweite nimmt nach und nach ganz erheblich zu. Außerdem sind zwei 3,35 m tiefe, 23 und 18 m lange Grundkammern angelegt, die die reißende Strömung abschwächen sollen.

Die New Jersey Central-Eisenbahn baut gegenwärtig in der New Yorker Vorstadt Bronx am Hudson einen Güterbahnhof, der durch die Anordnung des **Güterschuppens** bemerkenswert ist. Da der für die Freiladegleise und die Rampen zur Verfügung stehende Raum sehr beschränkt und teuer war, hat man dem Schuppen ringförmige Gestalt gegeben und 17 Freilade- und Rückstellgleise in der aus der



Maßstab 1 : 2000.

Figur ersichtlichen Weise zum Teil mit sehr scharfen Kurven von weniger als 28 m Halbmesser angeschlossen. Der Hof in dem 12 m breiten Ring ist 35 × 25 qm groß, die gesamte nutzbare Rampenlänge beträgt 700 m. Der Güterbahnhof wird vom Hauptbahnhof am andern Ufer des Hudsons aus durch eine Dampffähre bedient, von der die Wagen auf einem Doppelgleis mit sehr scharfer Krümmung nach dem Schuppen gefahren werden Die Anwendung der starken Kurven ist natürlich nur bei der in Nordamerika auch für Güterwagen üblichen Drehgestellbauart möglich. (Schweiz. Bauz. 5. Oktober 1907)

Die rd. 400 km lange **Kongobahn von Matafi nach Leopoldsville**, die zum Umgehen der den Kongo auf dieser Strecke unschiffbar machenden Stromschnellen dient, hat seit Eröffnung der ersten Teilstrecken im Jahr 1894 die folgenden **Betriebsergebnisse** aufzuweisen.

Jahr	Zahl der beförderten			Einnahmen
	Reisenden		Güter	
	Farbige	Weiße	t	M
1894/95	324	4 023	1 088	129 000
1895/96	941	4 914	3 908	673 000
1896/97	929	5 253	5 984	2 013 000
1897/98	1322	10 158	9 723	4 243 000
1898/99	1927	8 595	12 784	8 087 000
1899/00	2035	10 272	17 425	10 546 000
1900/01	1806	12 228	17 511	10 352 000
1901/02	1475	12 597	16 473	8 925 000
1902/03	1920	16 350	18 515	7 328 000
1903/04	2193	17 165	25 388	9 030 000
1904/05	2147	18 437	25 210	9 064 000
1905/06	2516	19 815	28 832	8 580 000

Hierzu ist zu bemerken, daß die gesamte Strecke im Sommer 1898 nach mehr als achtjähriger Bauzeit eröffnet worden ist, da sich dem Bau gerade in den ersten Jahren infolge des gebirgigen Geländes und des ungesunden Klimas große Hindernisse entgegengestellt haben.

Matafi liegt 150 km oberhalb der Kongomündung und kann noch von den großen Seedampfern erreicht werden. Die höchsten Steigungen der mit 750 mm Spurweite angelegten Bahn betragen 35 bis 45 vT, die kleinsten Krümmungshalbmesser 50 m. Die Bahn enthält 99 meist eiserne Brücken und 1250 Durchlässe, dagegen keine Tunnel. Zum Betriebe dienen 66 Lokomotiven, 27 Personen- und 286 Güterwagen. Die 3/3-gekuppelten Güterzuglokomotiven ziehen 52 t auf Rampen von 45 vT Steigung. Die Personenzüge, die wöchentlich dreimal in jeder Richtung fahren, legen die Strecke in zwei Tagen bei zehnstündiger Fahrzeit und 25 km/st mittlerer Reisegeschwindigkeit zurück. Jeden zweiten Tag werden 6 Güterzüge in jeder Richtung abgelassen, die drei Tage gebrauchen; außerdem verkehren durchgehende Güterzüge mit der Fahrzeit der Personenzüge. Die Betriebskosten sind infolge der hohen Kohlenpreise, der kostspieligen Unterhaltung des Gleises, der hohen Gehälter für die weißen Angestellten und der großen Zahl farbiger Arbeiter sehr hoch; sie betragen jährlich etwa 2,5 Mill. M. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 9. Nov. 1907)

Welch gewaltiges Unternehmen die **Baldwin-Lokomotivwerke** in Philadelphia und Eddystone darstellen, läßt die folgende Uebersicht erkennen, der eine Jahreserzeugung von 2600 Lokomotiven zu Grunde gelegt ist.

Anzahl der beschäftigten Leute	19 000
tägliche Arbeitzeit	10 st
Leistung der Betriebsmaschinen:	
Dampfmaschinen	2 138 PS
Verbrennungskraftmaschinen	4 850 »
Grundfläche der Werke:	
Philadelphia	71 200 qm
Eddystone	736 000 »
bebaute Fläche insgesamt	252 800 »
Anzahl der zur Beleuchtung dienenden Dynamomaschinen	23
Anzahl der im Betrieb befindlichen Elektromotoren	1 115
Leistung der zum Antrieb von Werkzeugmaschinen, Hebezeugen und dergl. benutzten Elektromotoren	14 200 PS
Gesamtkohlenverbrauch in einer Woche	rd. 3 000 t
Gesamteisenverbrauch » » »	» 5 000 »

Der erste Abschnitt des **Wetterhorn-Aufzuges** bei Grindelwald ist fertiggestellt und wird im nächsten Sommer für den öffentlichen Verkehr freigegeben werden. Der Aufzug ist ein Unternehmen der Bergaufzugs-Aktiengesellschaft Bern und ist in den wesentlichsten Teilen von der Gießerei Bern der L. von Rollschen Eisenwerke ausgeführt worden. Die beiden Endpunkte des fertigen Abschnittes liegen auf 1257 und 1670 m Höhe ü. M., der Aufzug hat somit bei 368 m wagerechtem Abstand der beiden Stationen 558 m wirk-



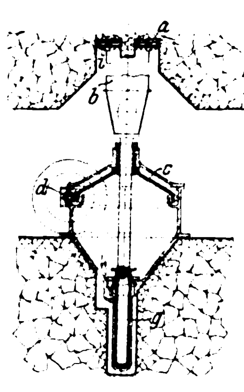
liche Bahnlänge. Die Aufzugbahn wird von je zwei Tragseilen von 44 mm Dmr. für die beiden Fahrkörbe gebildet, die 3,1 × 3,2 m Grundfläche haben und je 16 bis 18 Personen fassen. Die beiden Tragseile für einen Fahrkorb liegen in 900 mm Abstand übereinander und sind nach einer von dem verstorbenen Regierungsbaumeister a. D. Feldmann entworfenen Anordnung mit Spanngewichten in der unteren Station derart verbunden, daß die auf sie entfallenden Belastungen ausgeglichen werden. Bei etwaigem Reißen eines Seiles trägt das andre den Fahrkorb mit reichlich bemessener Sicherheit. Die beiden Drahtseilpaare liegen in 8 m Abstand nebeneinander. Sie haben im oberen Teil der Aufzugbahn eine Neigung von 200 vH, im unteren von 50 vH. Die Fahrkörbe hängen auf den Tragseilen mittels je eines Bremswagens, dessen beide Räderpaare, entsprechend der Anordnung der Tragseile, in einer Ebene übereinander liegen. Zum Fortbewegen jedes Fahrkorbes dienen zwei Zugseile, von denen eines nur zur Sicherheit vorgesehen ist. Selbsttätige Bremsen lassen den Bremswagen sich an den Tragseilen festklemmen, wenn ein Zugseil oder beide reißen oder wenn die Seile ungleiche Länge haben sollten. Die Aufzuggeschwindigkeit beträgt etwa 1,3 m/sk. Die Treibscheibe für die Zugseile, die auf der oberen Station aufgestellt ist, wird von einem 70 pferdigen Drehstrommotor angetrieben. (Schweizerische Bauzeitung vom 9. November 1907)

Am Donnerstag den 7. November d. J. fand auf der Werft von Sir W. G. Armstrong, Whitworth & Co. in Elswick der **Stapellauf des Linienschiffes »Superb«** der englischen Marine statt. Das Schiff gehört mit den bereits vom Stapel gelassenen Linienschiffen »Bellerophon« und »Temeraire«, die in Portsmouth und Devonport ihrer Fertigstellung entgegensehen, zur Dreadnought-Klasse; allerdings sind die drei letztgebauten Schiffe etwas größer als »Dreadnought«. Die Wasserverdrängung des »Superb« beträgt 18600 t, die Leistung der zum Antrieb benutzten Dampfturbinen 23000 PS. Das Schiff, dessen Baukosten auf 35,7 Mill. ℳ veranschlagt sind, soll mit einer Geschwindigkeit von 21 Knoten fahren.

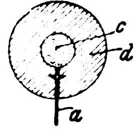
Auf der Berliner Stadt- und Ringbahn werden gegenwärtig die **Brücken über den Humboldt-Hafen ausgewechselt.** Die Verhältnisse für diese Arbeiten sind deshalb besonders schwierig, weil die eisernen Ueberbauten in der Regel aus vier nebeneinander liegenden, in vielen Fällen sogar nicht einmal parallelen Trägern bestehen, und weil die Gleise bei dem starken Verkehr nicht außer Betrieb gesetzt werden können. Zwei große Krane, die seitlich von den Brücken auf gerammten Jochen laufen, überspannen den viergleisigen Eisenbahnviadukt. Zwischen den Jochen und dem Viadukt ist soviel Raum gelassen, daß hier die neuen Ueberbauten auf Prähmen aufgestellt werden können. Die Krane sind so hoch, daß sie die eisernen Brückenträger über die fahrenden Züge hinwegzuheben vermögen. Während des Tages sollen zwei Katzen an jedem Kran einen Träger des neuen Ueberbaues hochheben; in der Betriebspause der folgenden Nacht wird dann der entsprechende Träger des alten Ueberbaues ausgefahren, auf Prähme gesetzt und an seine Stelle der neue, am vorhergehenden Tage hochgehobene Träger eingebaut. Die Arbeiten für die Auswechslung sämtlicher 24 Brückenträger werden etwa 60 Wochen in Anspruch nehmen. (Zentralblatt der Bauverwaltung vom 13. Nov. 1907)

Die **Drahtseilbahn auf den Virgl bei Bozen** geht ihrer Vollendung entgegen. Sie ist nächst der 1903 erbauten Mendelbahn und der in diesem Jahr in Betrieb genommenen Rittenbahn die dritte von Bozen ausgehende Bergbahn. Die Virglbahn wird bei 288 m wagerechter Länge und 66 bis 70 vH Steigung 191 m Höhe überwinden. An Kunstbauten ist ein Viadukt von 30 m Höhe und 80 m Länge bemerkenswert. Die stufenförmig angeordneten Wagen fassen 32 bis 36 Fahrgäste. Zum Betriebe dient Drehstrom, der von dem Elektrizitätswerk Zwölfmalgrein geliefert wird. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 9. November 1907)

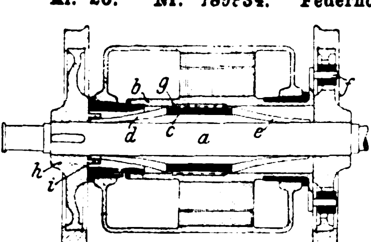
Patentbericht.



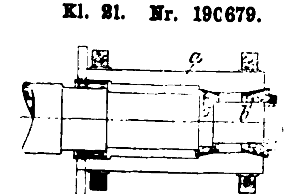
Kl. 5. Nr. 186342. Aufbruchbohrmaschine. Ruhrthaler Maschinenfabrik H. Schwarz & Co., Mülheim-Ruhr. Die zur Herstellung von Aufbruchschächten dienende Maschine besteht aus einer Hohlwelle *b*, die oben die Bohrwerkzeuge trägt, mittels des Antriebes *cd* gedreht und mittels des hydraulischen Kolbens *g* gegen das Gestein gepreßt wird. Die Bohrwerkzeuge sind als am Umfang gezackte Stahlrollen *i* ausgebildet, die sich auf strahlenförmig in der Bohrkopfscheibe *a* gelagerten Bolzen drehen und hierbei das Gestein zermalmen.



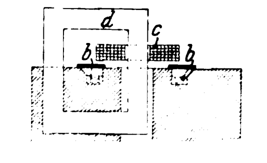
Kl. 21. Nr. 191926. Kohle mit Abschmelzkante. Gebr. Siemens & Co., Charlottenburg. Der Abschmelzstreifen *a* wird in eine bis zur Seele der Kohle *d* durchgehende Nut gelegt und beim Einbringen der Dochtmasse *c* von dieser an die Kohle gepreßt, so daß er mit zur Stromleitung dienen kann.



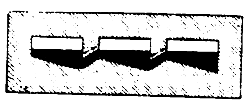
Kl. 20. Nr. 189934. Federnde Motorlagerung. Siemens-Schuckert-Werke, Berlin. Zwischen die Radachse *a* und die hohle Motorachse *b* ist eine Büchse *c* mit federnden, aufgebogenen Enden *d*, *e* gelegt. Die Kraft wird zwischen *a* und *b* entweder durch Mitnehmer *f* übertragen, oder die Büchse *c* ist mit Nut und Feder *g* in *b* einerseits und mit ihren Enden *d*, *e* in Aussparungen der am Rande von *h* sitzenden Büchse *i* andrerseits befestigt.



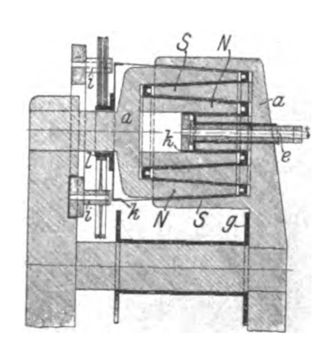
Kl. 21. Nr. 190679. Stromwender. Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke A.-G., Frankfurt a. M. Um die durch Erwärmung im Betrieb auftretenden Formänderungen und Lockerung der Isolation zu verhüten, ist der Stromwender *a* mit zwei nahe aneinander sitzenden Spannringen *b* und *c* an dem einen Ende befestigt, während das andre sich frei ausdehnen kann.



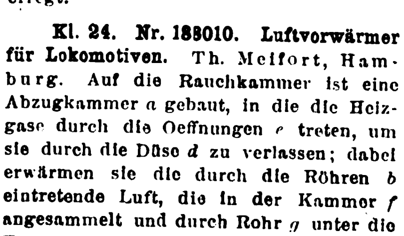
Kl. 21. Nr. 190272. Transformatorofen. O. Frick, Saltsjöbaden (Schweden). Das Schmelzbad *b*, das den sekundären Stromkreis bildet, und die primäre Spule *c* umgeben den einen Schenkel des Eisenkernes *d*, dessen übrige Teile aus dem Bereich der Stromkreise gebracht sind, um die Selbstinduktion zu vermindern.

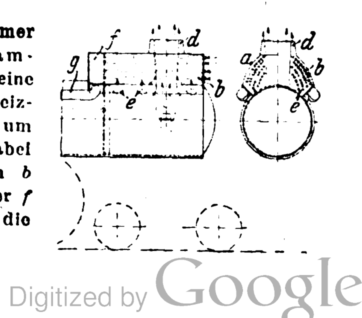


Kl. 21. Nr. 189202. Induktionsschmelzofen. Société anonyme des procédés Zin pour la métallurgie électrique, Paris. Der Ofen besteht aus einer Anzahl offener Wannen von gleicher Breite und nach der einen Kante hin zunehmender Tiefe, und die einzelnen Wannen sind durch enge, vom Schmelzgut ganz ausgefüllte Kanäle verbunden. Durch die infolge der Querschnittunterschiede ungleichmäßige Erwärmung und die daraus sich ergebenden Dichtigkeitsunterschiede der geschmolzenen Masse wird ein lebhafter Umlauf bewirkt.

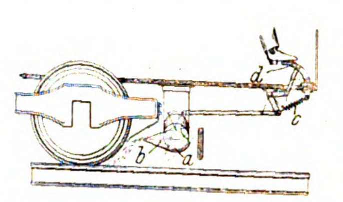


Kl. 21. Nr. 191351. Unipolarmaschine. O. Goldmann, Ilmenau. Die Maschine besteht aus zwei Magnetschenkeln *a* mit gleichachsigen ringförmigen Polen *N*, *S*, zwischen denen der Anker *k* kreist, der aus einzelnen durch U-förmige Ringe zusammengehaltenen Hohlkörpern zusammengesetzt ist. Der Strom, der sich in den einzelnen Leitern addiert, wird von der Welle *e*, auf der der innerste Ankerring sitzt, und vom Kontaktringe *l* durch Leiträder *i* abgenommen, die Feldmagnete werden von der Spule *g* erregt.

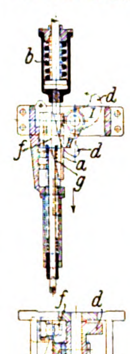




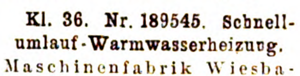
Kl. 24. Nr. 188010. Luftvorwärmer für Lokomotiven. Th. Melfort, Hamburg. Auf die Rauchkammer ist eine Abzugkammer *a* gebaut, in die die Heizgase durch die Oeffnungen *e* treten, um sie durch die Düse *d* zu verlassen; dabei erwärmen sie die durch die Röhren *b* eintretende Luft, die in der Kammer *f* angesammelt und durch Rohr *g* unter die Feuerung gedrückt wird.

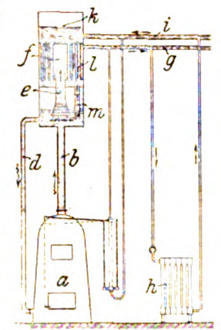


Kl. 20. Nr. 192009. Sandstreuer. P. Scholtes, Nürnberg. Die Auslauföffnung *a* des Sandbehälters ist durch eine schwingende Schaufel *b* verschlossen, die durch Fußtritt *d* in die punktierte Lage gebracht und dann durch die Rückzugfeder *c* so schnell in die Anfanglage zurückgezogen wird, daß der Sand vor die Räder geschleudert wird.

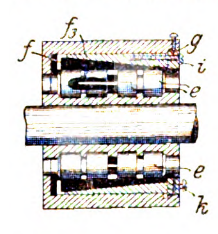


Kl. 20. Nr. 189503. Solenoidbremse. G. Rizzo, Brüssel. Von dem nicht gezeichneten Solenoid wird gegen den Druck der Feder *b* eine Zahnstange *a* in Richtung des Pfeiles verschoben und dreht den mit ihr verbundenen Nocken *d*, der den Keil *f* gegen den Federdruck *g* zurückdrückt, dann aber von *f* in der Stellung *II* festgehalten wird, so daß die Bremse auch nach Unterbrechung des Stromes angezogen bleibt, bis der Keil *f* mit der Hand nach unten geschoben wird und den Nocken *d* freigibt.

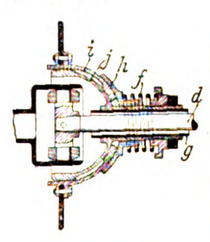




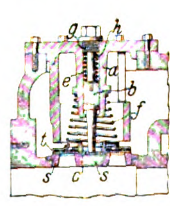
Kl. 36. Nr. 189545. Schnellumlauf-Warmwasserheizung. Maschinenfabrik Wiesbaden, Wiesbaden. Der Kessel *a* liegt in dem Nebenkreislauf *abd*, und der sich hier bildende Dampf wird durch die Düse *e* in den Hauptkreislauf *efghikl* geleitet, der durch den Stutzen *m* mit dem Nebenkreislauf in Verbindung steht.



Kl. 47. Nr. 183226. Rollenlager. A. H. Brintnell, Toronto (Kanada). Der außen kegelige, in einer Schraubenlinie geschlitzte äußere Laufring *f* der Rollen *e* wird von einem innen kegeligen Spannring f_3 umgeben, und der beim Einschrauben zur Längseinstellung der Rollen dienende, dann in seiner Lage gesicherte Deckring *g* enthält glatte und Schraubenlöcher, die glatten für Zugschrauben *i* zum Zurückziehen von f_3 bei Klemmung der Rollen, die Schraubenlöcher für Druckschrauben *k* zum Vorschieben von f_3 nach Abnutzung der Rollen.



Kl. 47. Nr. 183428 (Zusatz zu Nr. 182417). **Kreuzgelenk-Einkapselung.** Adler-Fahrradwerke vorm. H. Kleyer, Frankfurt a. M. Um die Uebertragung des Längsdruckes vom Hüllrohr *g* auf das Gestell stoßfrei zu machen, wird der Kugelabschnitt *h* auf *g* verschieblich angeordnet und an *i* durch eine Feder *f* angedrückt, die sich gegen eine auf *g* verstellbare Muffe stützt, so daß sich *d* mit *g* und *j* in *h* verschieben kann.



Kl. 47. Nr. 183429. Auslaßventil. Ingersoll-Rand Company, New York. Das insbesondere für Verdichter bestimmte Ventil hat einen durch die Feder *e* niedergedrückten Ventilsitz *s* und einen durch die Feder *f* belasteten Ventilteller *t*. Die Feder *e* überträgt ihren Druck auf *s* durch einen im Gehäuseansatz *a* geführten Bolzen *b* und ein schalenförmiges Fußstück *c*, das gleichzeitig dem Teller *t* als Führung dient. Der Hub von *b* und somit der von *s* wird durch einen mittels Gewindes *g* einstellbaren Anschlag *h* so begrenzt, daß der Ventilsitz sich bei übermäßigem Druck zwar erheben, aber das Druckmittel an seinem Umfange nicht entweichen lassen kann.

Fig. 2. Fig. 1.

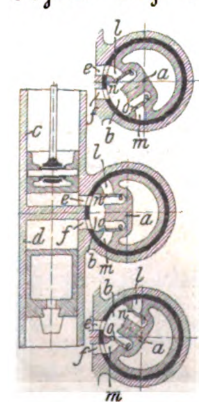
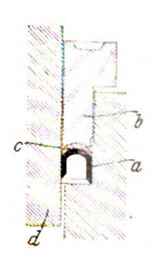
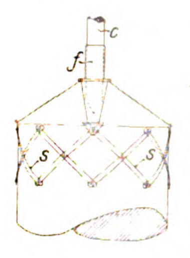


Fig. 3

Kl. 49. Nr. 186027. Schieberhahn für Luftdruckhämmer. H. Reißig, Crefeld-Bockum. Der Hahnkörper *a* hat eine große Oeffnung *b*, die den Arbeitzylinder *c* mit dem Hammerbärzylinder *d* zu verbinden vermag, und zwei Kanäle *l* und *m* mit je einem Rückschlagventil *n* und *o*. In Stellung Fig. 1 sind beide Zylinder fortgesetzt miteinander verbunden, wodurch starke Hammerschläge erzeugt werden. Bei Hahnstellung 2 wird der Hammerbär stets in tiefster Stellung, bei 3 in höchster Stellung gehalten. Durch Drosseln der Kanäle *e* und *f* mittels des Hahnes *a* können Schläge verschiedener Stärke erzielt werden.

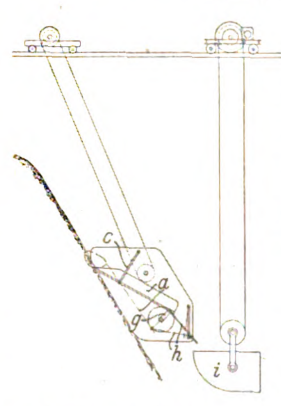


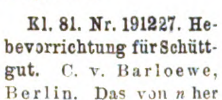
Kl. 47. Nr. 183579. Stulpdichtung für Stopfbüchsen. L. Cahüc, Neumarkt (Oberpfalz). Zwischen Stulp *a* und Brille *b* ist ein im Querschnitt halbmondförmiger Schutzring *c* (aus Rohleder usw.) angebracht, dessen Wölbungen zu denen von *a* und *b* passen, wodurch Beschädigungen des Stulpes beim Nachziehen vermieden und unter Abdichtung der Innenkante von *c* gegen die Stange *d* der Druck auf *a* gleichmäßig verteilt wird.



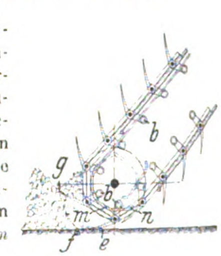
Kl. 60. Nr. 185473. Fliehkraftregler. F. Strnad, Schmargendorf bei Berlin. Die walzenförmigen Schwungkörper *bab*, die beim Ausschwingen einerseits auf Leisten *e* des festen Unterteiles *d*, anderseits auf Leisten *c* des mit der Hülse *h* verbundenen Oberteiles *g* abrollen sollen, sind aus Scheiben *b* und *a* zusammengesetzt, die sich zur Vermeidung des Gleitzwanges frei auf Bolzen *f* drehen können.

Kl. 49. Nr. 187058. Zentrischer Körner für Rund- und kantige Stäbe. W. Gartenschläger, Kassel, und Fr. Dietrich, Karlsruhe. Das den Körner *c* tragende Spannfutter besteht aus einander kreuzweise überschneidenden biegsamen S treifen *s*, die nach Art einer Nürnberger Schere beweglich verbunden und zu einem Ring geschlossen sind, der gelenkig an der zur Körnerführung dienenden Hülse *f* befestigt ist.

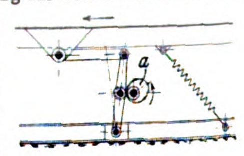




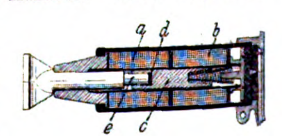
Kl. 81. Nr. 188515. Schaufelvorrichtung. Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath. Die Schaufel *a* ist an ihrem vorderen Ende mit der Stange *c* beweglich aufgehängt und wird an dem hinteren Ende durch Kurbeltrieb *g* in schwingende Bewegung um den vorderen Aufhängepunkt versetzt. Dabei macht die Spitze ellipsenförmige Kurven, und das Fördergut rutscht über das Absturzblech *h* an das Fördergefäß *i*.



Kl. 81. Nr. 191227. Hebevorrichtung für Schüttgut. C. v. Barloewe, Berlin. Das von *n* her durch den Schieber *l k* in das unterste Rohrstück *a* fallende Gut wird mit dem Rohr hochgeschleudert und in den elliptischen Kopf *f* geworfen; von hier fällt es durch ein Röhrchen *m* auf den Boden des zweiten Rohrstückes *a* und so fort.

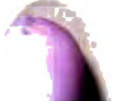


Kl. 81. Nr. 192099. Elevator. C. Kleinschmidt, Herne i. W. Um das Eindringen des Bechers in das geschichtete Fördergut zu erleichtern, wird die Becherkante zunächst von *e* nach *f* am Boden entlang geführt, füllt sich mit Gut und wird dann ziemlich steil nach *g* gehoben. Um diese Bewegung zu erzwingen, ist der Becher drehbar an der Kette befestigt und mit einem Hebel *b* versehen, der auf der Führung *n*, *m* gleitet.

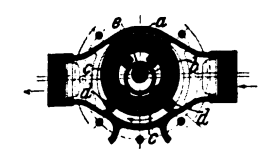


Kl. 81. Nr. 188134. Antriebvorrichtung für Förderrinnen. F. Naumann, Altenburg S.-A. Die Rinne wird durch eine unrunde Daumenscheibe *a* angetrieben, deren Kurve so gestaltet ist, daß für den Rückgang der Rinne eine größere Zeit zur Verfügung steht als für den Hingang, damit das Fördergut am Ende eines Doppelhubes bereits zur Ruhe gekommen sein kann, ehe die Rinne den neuen Hub beginnt.

Kl. 87. Nr. 183444. Elektrischer Hammer. W. F. Wegner und A. Wendelburg, New York. Der in zwei abwechselnd erregten Spulen *a*, *b* hin- und herbewegte Schlagkolben *c* aus weichem Eisen hat vorn eine am Boden mit hartem Stahl *d* ausgekleidete Bohrung und schiebt sich beim Schlag über das gehärtete Ende *e* des Werkzeuges, wodurch das Kraftlinienfeld vergrößert und der Schlag verstärkt wird.

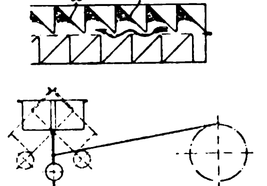


Kl. 59. Nr. 186489. Kreisende Flügelpumpe. L. L. Kummer, Dresden-Radebeul. Die außerachsig im Pumpengehäuse a gelagerte Welle b dreht sich zusammen mit dem Tragkörper c für die Kolbenflügel d



die mit ihren inneren Enden auf einem ringförmigen, um die Welle b frei beweglichen Stützkörper e gleiten. Dieser besteht aus einzelnen federnden Ringen, die noch mit einem nachgiebigen Ueberzug aus Gummi oder dergl versehen sein können. Hierdurch werden die Kolben d stets fest gegen die Gehäusewandung gepreßt.

Kl. 81. Nr. 190601. Förderrinne. Gentrup & Petri, Halle a. S. Die zum Trocknen und Kühlen langsam fortschreitenden Fördergutes dienende Rinne pendelt um ihre Längsachse und hat an den Innenseiten der Längswände zickzackförmige Körper a, die um eine halbe Zahnbreite gegeneinander versetzt sind und ihre schrägen Zahnflächen gegen einander richten. Das Fördergut wird durch die Kippbewegung von der einen auf die andre Seite der Rinne geworfen und dabei um je einen Zahn fortgeschoben.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Turbokompressoren.

Geehrte Redaktion!

Hr. W. Schüle sagt in dieser Zeitschrift 1907 S. 1669, ich hätte in unrichtiger Weise als **Luftarbeit** diejenige Fläche angenommen, die im pv-Diagramm durch die Ordinatenachse, Zustands-, Anfangs- und Enddrucklinien begrenzt wird.

Die Benennung »Luftarbeit« lerne ich heute kennen. Hr. Schüle bezeichnet hiermit »die auf die Luft übertragene Arbeit«, die nach seinem Aufsatze mit der an der Welle des Turbokompressors abgegebenen Leistung (minus Lagerreibung und Strahlungsverluste des Kompressors) identisch ist. Diese Arbeit habe ich nie der vorher bezeichneten Fläche gleichgestellt, wohl aber diese Fläche als äquivalent derjenigen Arbeit bezeichnet, die **theoretisch** zur Luftkompression notwendig ist. Letztere wird ganz allgemein durch den Ausdruck

$$\int_{p_1}^{p_2} v\,dp$$

dargestellt.

Im betreffenden Falle wurde das spezifische Volumen v in Funktion des Druckes p an **vier** Stellen des Kompressors gemessen und das Integral mit dem Planimeter bestimmt.

Soll die Güte der angewandten Kühlung im Wirkungsgrade nicht berücksichtigt werden, so kann die theoretische Kompressionsarbeit nur so berechnet werden.

Die beobachtete Zustandslinie $p = f(v)$ läßt sich im allgemeinen nicht befriedigend durch eine einzige Polytrope ersetzen, weil sich ihr Exponent bei einer und derselben Zustandslinie mit steigendem Druck von 1,65 bis 0,95 ändern kann, je nach dem Temperaturgefälle zwischen Luft und Kühlmantel, je nach der Luftdichte, dem Wärmeleitvermögen der Wandungen usw.

Es sei hier nochmals hervorgehoben, daß bei der Beurteilung eines Kompressors das zuverlässigste Maß gegeben wird durch das Verhältnis zwischen der bei isothermischer Kompression zum Ansaugen, Verdichten und Aufspeichern der wirklich gelieferten Luftmenge erforderlichen und der vom Motor gelieferten Arbeit

$$\eta = \frac{p_0\,Q\,L_n \frac{p}{p_0}}{27\,N},$$

worin p_0 und p den Anfangs- und Enddruck in at abs., Q die gelieferte Luftmenge in cbm/st, N die Motorleistung in PS bedeutet. Wer sich an diese einfache Formel hält, entgeht manchen Mißverständnissen und Täuschungen.

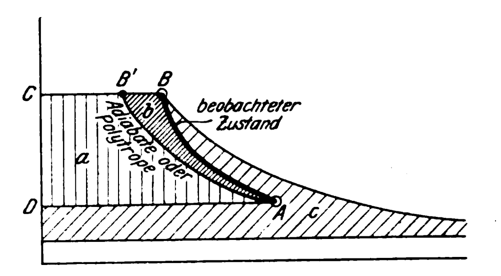
Enghien-les-Bains, den 21. Oktober 1907.

Hochachtungsvoll
Alf. Barbezat.

Geehrte Redaktion!

Meine in der Zuschrift erwähnte beiläufige Bemerkung über eine unrichtige Auffassung der Zustandslinie durch Hrn. A. Barbezat beruht, wie ich sehe, auf einem Mißverständnis. Zu einer sachlichen Unstimmigkeit in meiner Arbeit konnte dies aber schon aus dem Grunde nicht führen, weil dieselbe völlig unabhängig entstanden ist. Uebrigens habe ich an einer andern Stelle die Uebereinstimmung meiner Berechnung der Luftarbeit mit der des Hrn. Barbezat ausdrücklich hervorgehoben. Den Ausdruck »Luftarbeit« habe ich mir im Anschluß an die von Hrn. Fürstenau benutzte Bezeichnung »Luftpferde« erlaubt. Die Wichtigkeit des isothermischen Prozesses als praktischen, d. h. für den Abnehmer der Maschine geeigneten Vergleichsmaßstabes habe ich selbst, unter Hinweis auf den Vorgang des Hrn. Barbezat, ausführlich dargelegt.

Ein Unterschied zwischen der Berechnungsweise des Hrn. Barbezat und der meinigen bleibt indessen bestehen. Hr. Barbezat versteht nämlich unter »theoretischer Arbeit« etwas andres als ich. Infolgedessen nimmt der »Wirkungsgrad des Kompressors« (rendement) nach Hrn. Barbezat einen andern und zwar größeren Wert an, als das »Güteverhältnis« nach meiner Bezeichnung. Hr. Barbezat benennt die **beobachtete** Zustandsfläche $ABCD = a + b$ (vergl. Figur) als »le travail **théorique** nécessaire pour la compression **réelle**« (vergl. auch Z. 1907 S. 36). Abgesehen von dem Worte »theoretisch«,



dessen Bedeutung zunächst dahingestellt bleibe, ist $ABCD$ tatsächlich die **reine Volumenarbeit**, also die eigentlich bezweckte Verdichtungsarbeit in dem Betrage, wie er durch die **wirkliche** Zustandsänderung der Luft im Kompressor bedingt ist. Außer dieser Arbeit wird noch die der innern Widerstände und der Lagerreibung, zusammen c, überwunden, so daß im ganzen $a + b + c$ in den Kompressor eingeführt wird, wovon nur der Teil $a + b$ auf den beabsichtigten Zweck entfällt. Das Verhältnis $\frac{a+b}{a+b+c}$ ist der »Wirkungsgrad« nach Hrn. Barbezat. Er ist ein Maß dafür, inwieweit überhaupt Verdichtungsarbeit geleistet wird.

Nun ist aber der Verlauf AB von der durch die **Widerstände** entwickelten Wärme mit abhängig. Durch die Volumenvergrößerung infolge dieser Wärmezufuhr wird die Volumenarbeit $ABCD$, je nach der Größe der Widerstände mehr oder weniger, vermehrt. Ist AB' die widerstandsfreie Verdichtungslinie, so wird dieser Mehrbetrag durch b dargestellt. Nach dem mir geläufigen Sprachgebrauch versteht man unter »theoretischer Arbeit«, bei Motoren wenigstens, eine von den innern Verlusten der Maschine freie, im voraus berechenbare, fingierte Größe, was $ABCD$ **nicht** ist, wohl aber $AB'CD$. Ohne die innern Verluste wäre die »Volumenarbeit« nur a. Daher habe ich $\frac{a}{a+b+c}$ als »Güteverhältnis« (oder Gütegrad) des Kompressors bezeichnet; es ist um $\frac{b}{a+b+c}$ kleiner als Hrn. Barbezats Wirkungsgrad. Für AB' ist beim ungekühlten Kompressor die Adiabate, beim gekühlten diejenige Polytrope zu setzen, die einer gleichförmigen Wärmeentziehung von Q WE/kg entspricht. Bei kräftiger Kühlung, wie bei den Versuchen des Hrn. Barbezat, kommt daher AB' ganz in die Nähe der Isotherme.

Die beobachtete Zustandslinie in ihrem eigentümlichen Verlauf durch Polytropen zu ersetzen, wovon in der Zuschrift die Rede ist, habe ich nirgends versucht. Ein Bedürfnis dafür lag auch gar nicht vor.

Hochachtungsvoll
W. Schüle.

Breslau, 27. Oktober 1907.



Neuere Sicherheitsvorrichtungen für Dampffördermaschinen.

Geehrte Redaktion!

Hr. Iversen beginnt seine Abhandlung, Z. 1907 S. 1565, mit einer Berechnung der Kraft, welche von der Fördermaschine verlangt wird. Wie ich in einer demnächst im »Glückauf« erscheinenden Beschreibung[1]) eines für Unterrichtzwecke bestimmten Experimentes in Erinnerung gebracht habe, werden, was auch Hr. Iversen bei seinen Berechnungen wieder vergessen hat, am Beginn und Ende der Förderung durch die auftretenden Beschleunigungen und Verzögerungen der Bewegung die Gewichte der bewegten Massen ganz bedeutend geändert. Auf Grund von Tachographendiagrammen habe ich Gewichtänderungen bis zu 25 vH der ruhenden Last festgestellt. Berücksichtigt man diese Tatsache, so stellen sich die Rechnungen ganz anders, als Hr. Iversen angibt. Schon der einfache Förderzug, für den Hr. Iversen eine stets positive Kraft der Maschine erhält, verlangt zum Schluß eine negative. Da Hr. Iversen nicht sagt, wie sich der von ihm mitgeteilte Betrag der Gesamtmasse auf die einzelnen Körper verteilt, so kann ich das Beispiel natürlich nicht genau berichtigen. Es sei die Belastung

		vor der Bewegung		nach der Bewegung	
		↑	↓	↑	↓
Nutzlast	kg	2500	0	2500	0
Förderschale mit Zubehör	»	6500	6500	6500	6500
unausgeglichenes Seil	»	3000	0	0	3000
Summe	kg	12000	6500	9000	9500

Aenderung der Gewichte infolge der Beschleunigung beim Anfang bezw. der Verzögerung beim Ende der Bewegung um 25 vH:

+ 3000 — 1625 — 2250 + 2375.

Die zu bewegenden Gewichte betragen also:

15000 4875 6750 11875,

so daß die Maschine eine Kraft entwickeln muß von

+ 10125 — 5125

statt der von Hrn. Iversen berechneten

5500 — 500.

Durch Einführung der Reibung erhält Hr. Iversen, daß in diesem Fall die Fördermaschine stets positive Kraft zu entwickeln hat; bei der von mir durchgeführten richtigen Berechnung ist aber am Schluß eine so große Bremskraft nötig, daß, selbst wenn das von mir angenommene Gewicht von Förderschale, Wagen, Zwischengeschirr, ausgeglichenem Seilende usw. nicht das für den von Hrn. Iversen betrachteten Fall ganz richtige ist, die Reibung niemals die negative Kraft erreichen kann, welche durch die Verzögerung bedingt ist. Bei den Seilfahrten werden die negativen Kräfte am Schluß der Bewegung noch größer, als Hr. Iversen berechnet.

Die Bremse, welche Hr. Iversen nach der von ihm aufgestellten Bedingung 3 berechnet, muß also viel kräftiger sein, als Hr. Iversen angibt, wenn sie die verlangte Sicherheit bieten soll.

Die Aenderung der Beanspruchung des Seiles bei Beginn und am Ende der Förderung zeigt der von mir beschriebene kleine Apparat in höchst anschaulicher Weise.

K. Schreber.

[1]) Vergl. »Glückauf« 1907 S. 1468.

Verehrliche Redaktion!

Die Behauptung des Hrn. Professors Dr. K. Schreber, daß ich in meinem Aufsatz »wieder« (?) übersehen habe, die durch Verzögerung oder Beschleunigung hervorgerufenen Gewichtänderungen zu berücksichtigen, trifft nicht zu.

Fig. 1 zeigt das statische Belastungsdiagramm der Maschine. Nur dieses habe ich meiner Untersuchung zugrunde gelegt. Wird dem Maschinenführer, wie dies jetzt glücklicherweise infolge der damit verbundenen großen Gefahr immer mehr der Fall ist, das Arbeiten mit Gegendampf verboten, und wird demgemäß der Dampf am richtigen Punkte des Förderzuges abgestellt, so kommt am Ende des Förderzuges für die Bewegung der Maschine tatsächlich nur dieses Diagramm in Betracht, indem das Heben der Nutzlast die erforderliche Verzögerung der Maschine bewirkt und eine besondere Verzögerungskraft nicht notwendig ist. Wird der Dampf zu spät abgestellt oder hat die Maschine eine zu große Geschwindigkeit erhalten, so wird allerdings die Belastung am Ende des Förderzuges negativ, und es muß eine entsprechende zusätzliche Verzögerungskraft ausgeübt werden. Diesen Fall habe ich aber nicht übersehen, denn auf S. 1571 Zeile 16 von unten ist mit Bezug hierauf ausdrücklich gesagt:

»In diesem Falle muß die Bremse in Tätigkeit treten.«

Bei der Seilfahrt stellen sich die Verhältnisse entsprechend; auch hier wird die am Ende des Förderzuges auszuübende Bremskraft in ihrer Größe ganz von der Führung der Maschine abhängen. Auf die Größe dieser Bremskraft näher einzugehen, lag aber für mich kein Grund vor, da gerade die Verwendung meines neuen Fahrtreglers die Bremskraft ganz unabhängig von der Führung der Maschine auf den richtigen Wert einstellt.

Hochachtungsvoll

Berlin, den 11. November 1907. J. Iversen.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **45. bis 47. Heft** erschienen; es enthält:

C. Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken. (Zweiter Teil)

Der Preis dieser drei in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 3 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können den Band für 1,50 ℳ beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Das **zehnjährige Inhaltsverzeichnis 1894/1903** der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure kostet für Mitglieder im Postinland 2 ℳ, im Postausland 2,50 ℳ, für Nichtmitglieder 6 ℳ, und ist von der Geschäftstelle, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, sowie durch Julius Springer, Berlin N. 24, Monbijouplatz 3, zu beziehen.

Gemäß dem Beschluß unserer 46. Hauptversammlung haben wir in dem Erdgeschoß unseres Hauses in Berlin, Charlottenstraße 43, für unsere Mitglieder

Räume zu Sitzungen und Zusammenkünften, eine Bibliothek, Lesezimmer usw.

eingerichtet; auch befreundeten Vereinen und Industriellen stellen wir diese Räume zu Ausschußsitzungen und geschäftlichen Beratungen gern zur Verfügung. Im Lesezimmer liegen zahlreiche technische Zeitschriften des In- und Auslandes aus; für Schreibgelegenheit, Fernsprecher usw. ist gesorgt.

Diese Räume sind werktäglich von 9 Uhr morgens bis 10 Uhr abends geöffnet. Unsere Mitglieder werden gebeten, ihre Mitgliedskarte bei sich zu führen, um sie gebotenenfalls vorzeigen zu können.

Wir laden zu reichlicher Benutzung dieser Räume ein und werden für Vorschläge zu Verbesserung der geschaffenen Einrichtungen dankbar sein.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 48. Sonnabend, den 30. November 1907. Band 51.

Inhalt:

4/5-gekuppelte Verbund-Güterzuglokomotive der Italienischen Staatsbahn.[1])

Von Oberingenieur **G. Heise**, Kassel.

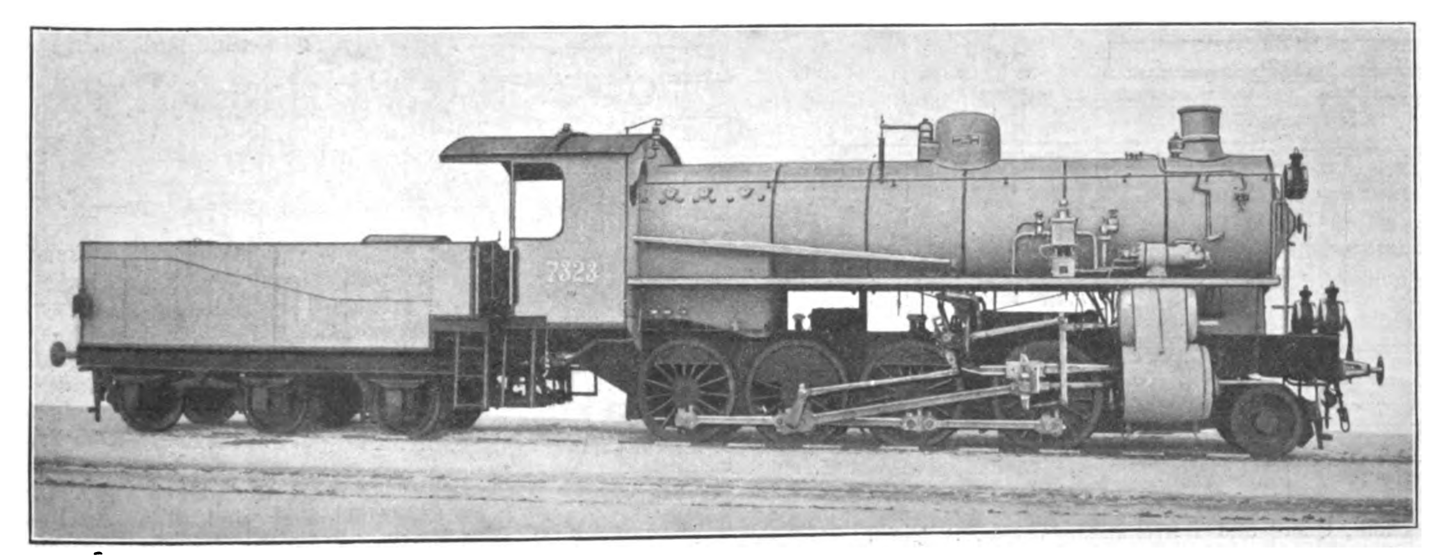
(hierzu Tafel 17)

Die Anregung zum Bau der im folgenden beschriebenen Lokomotive, Tafel 17 und Textfig. 1 und 2, haben die inzwischen verstaatlichten Strade Ferrate Meridionali gegeben, während der grundlegende Entwurf nach den Vorschlägen des Generaldirektors Bianchi aus dem Konstruktionsbureau der Italienischen Staatsbahn in Florenz stammt. Mit der baulichen und rechnerischen Durcharbeitung wurden Henschel & Sohn in Kassel betraut, denen auch die Herstellung von zunächst 59 Lokomotiven übertragen wurde. Die günstigen Ergebnisse der Anfang dieses Jahres ausgeführten Versuchfahrten brachten der Firma einen weiteren Auftrag von 51 Lokomotiven, so daß die Italienische Staatsbahn im Beginn des Jahres 1908 über einen Park von 110 Lokomotiven dieser Gattung verfügen wird. Unter den bereits zur Ablieferung gebrachten Lokomotiven befindet sich auch die 8000ste der Fabrik.

Die Lokomotive dient sowohl für den Güterverkehr, wie auch zur Beförderung schwerer Schnellzüge auf gebirgigen Strecken. Die Vereinigung der vorderen Laufachse mit der ersten Kuppelachse zu einer Abart des Kraußschen Drehgestelles mit beweglichem Drehzapfen, Fig. 3 bis 6, gestattet, leicht und stoßfrei durch enge Kurven zu fahren.

Fig. 1.

4/5-gekuppelte Verbund-Güterzuglokomotive der Italienischen Staatsbahn.



Das Dienstgewicht beträgt 66 t, wovon 10 t auf die Laufachse und 56 t auf die Kuppelachsen entfallen. Die größte Geschwindigkeit ist 65 km/st.

Bei den Versuchfahrten auf der Linie Pistoya-Porretta zog die Lokomotive auf der 25 km langen Steigung Pistoya-Precchia von 25 bis 26 vT einen Zug von 170 t Gewicht hinter dem Zughaken mit 38 km/st, wobei eine Zug-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenbahnbetriebsmittel) werden an Mitglieder postfrei für 30 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

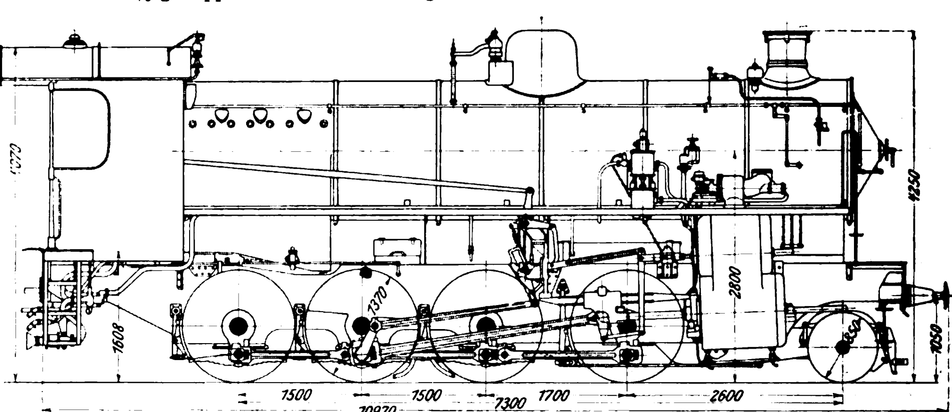
kraft von 7900 kg entwickelt wurde; es entspricht das einer Gesamtleistung von 1100 PS oder 5,5 PS auf 1 qm Heizfläche.

Diese Leistungen wurden mit der im folgenden näher beschriebenen Konstruktion erzielt.

Der Kessel hat eine feuerberührte Heizfläche von 200 qm bei 2,8 qm Rostfläche. Um dabei die Rostlänge nicht zu groß werden zu lassen, hat man den Feuerkasten über dem Rahmen angeordnet, wodurch bei genügender Schütthöhe auf dem Rost eine Höhe des Kesselmittels von 2800 mm über Schienenoberkante bedingt ist. Der Rost ist in seinem vorderen Teil nach unten geneigt und in der Mitte mit einer Kippvorrichtung versehen; er wird durch ein Feuerloch Webbscher Bauart beschickt.

Fig. 2.

4/5-gekuppelte Verbund-Güterzuglokomotive der Italienischen Staatsbahn.



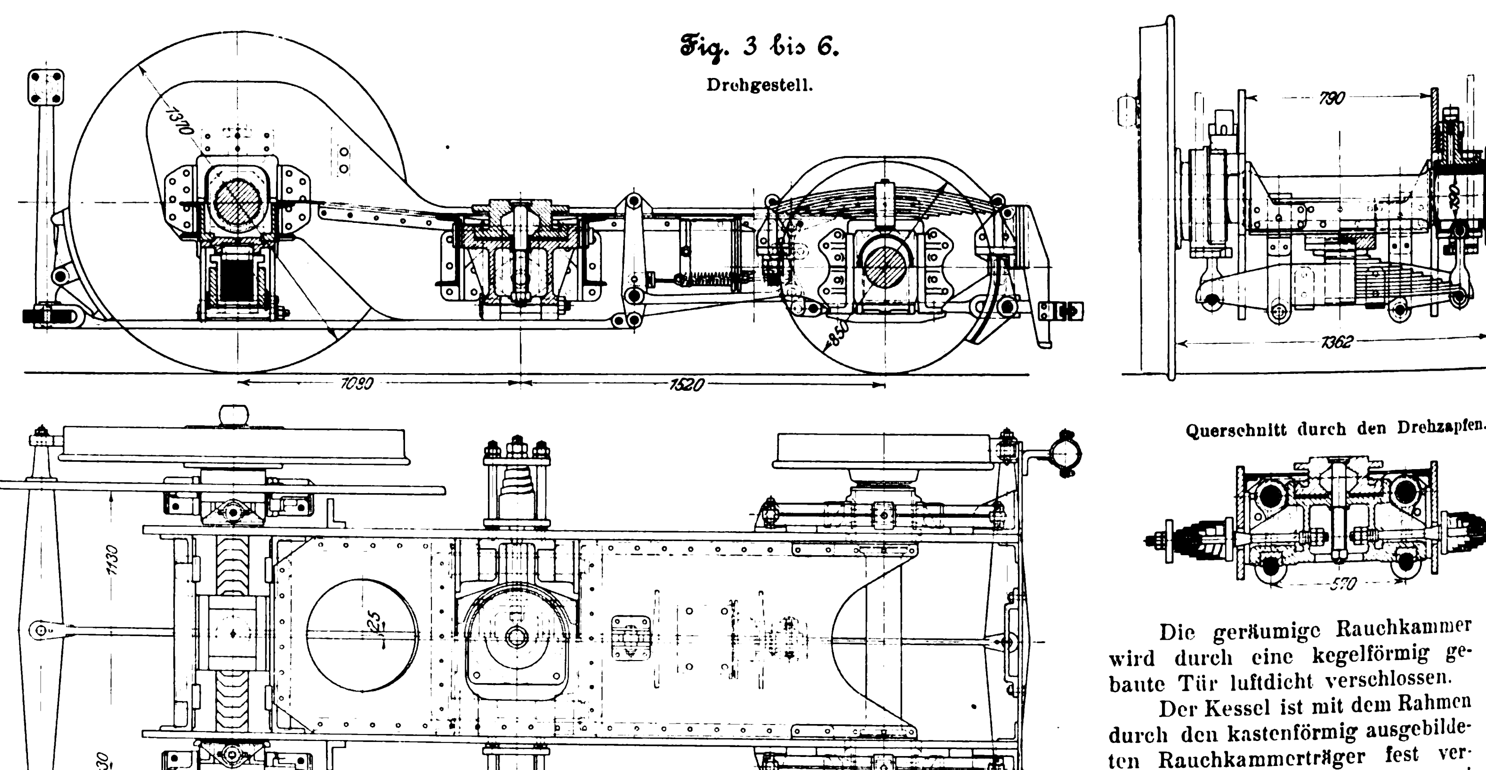
Die Wände des Feuerkastens sind durch Stehbolzen, Decken-, Quer- und Barrenanker versteift. Die Stehbolzen der beiden obersten Reihen und der vordersten sowie der hintersten senkrechten Reihe in den Seitenwänden bestehen aus Flußeisen, die übrigen aus Kupfer.

Der Rundkessel setzt sich aus drei teleskopartig ineinander geschobenen zylindrischen Schüssen von 1500 mm mittlerem Durchmesser bei 5000 mm freier Rohrlänge zusammen und enthält 244 messingne Siederöhren von 50 mm äußerem Durchmesser, die an der Feuerbüchsseite mit Kupferstutzen versehen sind. Gereinigt wird er durch große, an den Feuerkastenseiten in Höhe der Feuerbücksdecke angeordnete Auswaschöffnungen sowie durch kleinere über dem Bodenring und in der Rauchkammerrohrwand befindliche Waschluken und Waschbolzen. Auf dem mittleren Schuß sitzt der Dampfdom mit dem in Italien allgemein eingeführten Regulator Bauart Zara[1]). Am hinteren Teil des Domzylinders sind auf einem Rotgußstutzen zwei Coale-Sicherheitsventile und ein Federwagenventil angebracht, um den Kesseldampf bei mehr als 16 at Pressung abzulassen. Zum Speisen des Kessels dienen zwei nicht saugende Friedmann-Injektoren, die mittels zweier an der Rückwand des Feuerkastens sitzender Dampfventile angelassen werden.

Die weitere Armatur des Kessels besteht aus zwei Kesselspeiseventilen, einem Wasserstandzeiger, drei Probierhähnen, einem Kesselfüllhahn, einem Armaturstutzen und einer Dampfpfeife.

Fig. 3 bis 6.

Drehgestell.



Querschnitt durch den Drehzapfen.

Die geräumige Rauchkammer wird durch eine kegelförmig gebaute Tür luftdicht verschlossen.

Der Kessel ist mit dem Rahmen durch den kastenförmig ausgebildeten Rauchkammerträger fest verbunden und ruht ferner mit zwei seitlichen, am Bodenring der Feuerbüchse angeschmiedeten Trägern auf Rotgußgleitplatten am Rahmen. Außerdem sind Rundkessel und Rahmen durch zwei senkrechte Blechplatten fest verbunden, damit sich der Rahmen beim Hochheben nicht durchbiegt.

Der Hauptrahmen besteht aus zwei 30 mm starken Blechplatten, die durch die vordere Bufferbohle, die Zylinderverstrebungen und die Verstrebungen zwischen den Leitstabhaltern und dem Kuppelkasten zuverlässig zusammengehalten werden. Er wird in seinem hinteren Teil durch die unter den Achsbüchsen befindlichen und durch Schwinghebel miteinander verbundenen 1100 mm langen Tragfedern gestützt, während sein vorderer Teil auf dem Spurzapfen des Drehgestelles ruht.

[1]) s. Z. 1907 S. 1375.

Die Achslagerkasten der Laufachse und der drei hinteren Kuppelachsen sind mit Gelenkeinlagen nach Bauart Zara[1]) versehen, die bei verschiedener Höhenlage der Räder einer Achse verhindern sollen, daß die Lagerschalen kanten.

Das untere Zapfenlager des Drehgestelles ist mittels 4 Hängeeisen schwingend aufgehängt und gestattet eine Seitenverschiebung von 20 mm nach jeder Seite. Die Rückstellung erfolgt durch zwei außen am Drehgestellrahmen befindliche Spiralfedern. Die auf die Kuppelachse des Drehgestelles entfallende Last wird durch ein auf die Querfeder sich stützendes Druckstück auf die Achslager übertragen. Diese beiden Lager werden zwischen den am Hauptrahmen befindlichen Gleitbacken mit 20 mm Seitenverschieblichkeit der Achse nach jeder Seite geführt. Sollte diese Querfeder einmal brechen, so stützt sich der überkragende Federbund auf den die Querfeder tragenden Querbalanzier. Die auf die Laufachse entfallende Last wird in einfacher Weise durch zwei sich auf ihre Lager stützende Federn übertragen. Die beiden mit Rücksicht auf das Durchgangprofil schräg liegenden Zylinder arbeiten auf die vorletzte Achse. Die Kuppelzapfen der vorderen verschiebbaren Kuppelachse sind kugelig gestaltet.

Der Dampf wird durch Kolbenschieber mit innerer Einströmung verteilt. Die Körper der Schieber bestehen aus Stahlguß, die federnden Dichtringe von 255 bezw. 380 mm äußerem Durchmesser aus Gußeisen. Die Einströmdeckung für Hoch- und Niederdruckschieber ist 25 mm, die Ausströmdeckung —4 bezw. —2 mm breit. Die durchgehenden Kolben- und Schieberstangen laufen in Metallstopfbüchsen der Bauart Leeds Forges. Ein auf dem Einströmraum des Niederdruckzylinders sitzendes Anfahrventil nach v. Borries schaltet nach Eintritt der genügenden Verbinderspannung selbsttätig auf Verbundwirkung um. Auf dem Dampfeinströmrohr befindet sich ein Luftsaugventil, auf dem Einströmkrümmer des Niederdruckzylinders ein kombiniertes Luftsaug- und Sicherheitsventil, Bauart Coale. Gegen Wasserschläge sind an jedem Zylinderdeckel Druckventile angebracht, die sich bei 17 bezw. 7 at öffnen. Kolben und Schieber werden durch eine von der linken Kulisse angetriebenen Schmierpresse, Bauart Friedmann, versorgt. Das Blasrohr ist mit verstellbarer Auspuffdüse versehen, deren birnenförmig ausgebildetes Einsetzstück vom Führerstand aus mit Spindel und Handrad gehoben oder gesenkt werden kann. Dieses Einsetzstück hat 3 radial stehende, schraubenartig gewundene Flügel, die den ausströmenden Dampf in drehende Bewegung versetzen. Der Funkenauswurf wird durch ein über der Schornsteinmündung liegendes Messingdrahtnetz verhindert.

Die Kolbenschieber werden durch eine normale Heusinger-Steuerung bewegt. Hoch- und Niederdrucksteuerung sind getrennt; Füllungsgrade zwischen 20 und 80 vH könnten durch eine am Steuerbock angebrachte Umschaltevorrichtung nach Bedarf einzeln oder gleichzeitig eingestellt werden. Die einseitig wirkenden Gewichte sind durch 2 Federn ausbalanziert. Die Kulissen und die Steuerwelle mit ihren Lagern sind an den beiden Leitstabhaltern befestigt.

[1]) s. Z. 1907 S. 1375.

Innerhalb des Rahmens ist vor dem Feuerkasten ein geräumiger Sandkasten eingebaut, der mit der Hand und auch durch Preßluft für Vor- und Rückwärtsfahrt zu bedienen ist.

Die seitlichen Trittbleche sind mit Hülfe von Flacheisenkonsolen unmittelbar am Kessel verschraubt.

Die Lokomotive ist mit einer völlig selbsttätigen Luftdruckbremse, Bauart Westinghouse, in Verbindung mit der nicht selbsttätig wirkenden Henry-Bremse ausgestattet. Sämtliche Räder werden einseitig gebremst. Für die Drehgestellbremse ist ein besonderer Bremszylinder vorgesehen, der mittels eines in die Hauptleitung eingeschalteten Hahnes außer Tätigkeit gesetzt werden kann. Außerdem ist die Lokomotive noch mit einer Dampfheizeinrichtung Bauart Haag ausgerüstet.

Der dreiachsige Tender faßt 12 cbm Wasser und 5000 kg Kohlen. Lokomotive und Tender sind in der üblichen Weise durch eine Kuppelstange mit Notkuppelschleifen verbunden. Der Tender wird beiderseitig durch die Westinghouse-Henry-Bremse und durch eine kräftige Hand-Spindelbremse gebremst.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive und des Tenders sind folgende:

Spurweite	1435 mm
Dmr. des Hochdruckzylinders	490 »
» » Niederdruckzylinders	750 »
Kolbenhub	700 »
Laufraddurchmesser	850 »
Treibraddurchmesser	1370 »
fester Radstand	3000 »
Gesamtradstand	7300 »
Dampfspannung	16 at
Rostfläche	2,8 »
Heizfläche der Feuerbüchse	12 qm
» » Siederöhren	188 »
Gesamtheizfläche	200 »
Leergewicht der Lokomotive	59115 kg
Dienstgewicht » »	66000 »
Adhäsionsgewicht der Lokomotive	56000 »
Zugkraft $\frac{0,48\, p\, d_n^2}{2\, D}$ =	11000 »
Wasservorrat des Tenders	12 cbm
Kohlenvorrat » »	5000 kg
Leergewicht »	14300 »
Dienstgewicht » »	31300 »

Aus der folgenden Zahlentafel sind Leistung und Zugkraft der Lokomotive bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Steigungen zu entnehmen.

Die Lokomotive hat den an sie gestellten Anforderungen vollauf entsprochen, was durch die innerhalb Jahresfrist erfolgte Bestellung von 110 Lokomotiven dieser Gattung am besten bewiesen ist.

Fernerhin hat sich, veranlaßt durch die mit dieser Lokomotivbauart erreichten Ergebnisse, die französische Westbahn entschlossen, an Stelle der bei den französischen Eisenbahngesellschaften bisher allgemein verwendeten Vierzylinder-Güterzuglokomotiven diese Bauart ebenfalls in ihren Bestand aufzunehmen, was zur Bestellung von 30 dieser Lokomotiven geführt hat.

Geschwindigkeit		Umdrehungen in der Sekunde	größte Kesselleistung			größte Zugkraft			Zugwiderstand auf der Wagerechten	beförderte Bruttolast auf der Steigung von					
			für 1 qm Heizfläche	insgesamt		1/5 des Reibungsgewichtes	$\frac{0,48\, p\, d_n^2 h}{2\, D}$	aus der Kesselleistung		30 vT = 1 : 33	20 vT = 1 : 50	10 vT = 1 : 100	5 vT = 1 : 200	2,5 vT = 1 : 400	0 vT = 1 : ∞
km/st	m/sk		PS	PS	mkg	kg	kg	kg	kg/t	t	t	t	t	t	t
10	2,8	0,65	2,5	500	37 500	11 200	11 000	13 400	2,4	260	410	820	1430	—	—
15	4,2	0,97	3,7	740	55 500	—	—	13 200	2,6	255	405	800	1400	—	—
20	5,6	1,29	4,2	840	63 000	—	—	11 300	2,8	250	400	790	1340	—	—
25	6,9	1,62	4,6	920	69 000	—	—	10 000	3,0	210	340	675	1155	1720	—
30	8,3	1,91	5,0	1000	75 000	—	—	9 050	3,3	180	300	600	1060	1500	—
40	11,1	2,59	5,4	1080	81 000	—	—	7 350	4,0	120	210	430	720	1085	1745
50	13,9	3,23	5,7	1140	85 500	—	—	6 150	4,9	80	150	320	530	740	1160
60	16,7	3,88	5,9	1180	88 500	—	—	5 300	6,0	50	110	235	385	530	790
65	18,1	4,20	6,1	1220	91 500	—	—	5 090	6,6	45	95	210	315	465	675

Die Hochdruckwasserleitung und das angeschlossene Kraftwerk der Stadt Nordhausen.[1]

Von Stadtbaurat **Michael**.

Die Stadt Nordhausen hat sich zur Besserung ihrer Wasserverhältnisse genötigt gesehen, im »Tiefen Tale« bei Neustadt am Südharz eine Talsperre zu errichten. Es war dies der einzige einzuschlagende Weg; denn alle andern Arten der Wassergewinnung waren entweder im Betrieb zu teuer oder aus anderen Gründen unbrauchbar. Die Sperrmauer wurde nach den Grundsätzen des großen Meisters Intze im Jahr 1904 bis 1905 ausgeführt; sie ist 27,50 m hoch und in der Sohle 19,5 m, in der Krone 4,0 m breit. Das Becken hat, da es zunächst lediglich Trinkwasserzwecken für eine Einwohnerzahl bis 45000 Seelen dienen soll, einen Inhalt von 800000 cbm. Das Niederschlaggebiet ist 6,0 qkm groß. Bei einer mittleren jährlichen Regenhöhe von 800 mm beträgt der Abflußwert nur 0,55, was hauptsächlich dem außerordentlich dicht bewaldeten und zum Teil flachen Gelände zuzuschreiben ist.

Schon während der Bauzeit der Mauer wurden fortgesetzt Untersuchungen angestellt, wie es sich ermöglichen ließe, eine Rohrleitung mit größerem Durchmesser nach der Stadt zu erbauen. Bis zur Baustelle der Talsperre führt eine im Anfang der siebziger Jahre von der Wassergesellschaft Neptun angelegte, aber wenig leistungsfähige Leitung, in die in früherer Zeit einfach das Bachwasser eingeleitet wurde. Bei dem erheblichen, rd. 180 m betragenden Gefälle vom Niedrigwasser des Staubeckens bis zur Stadt lag es nahe, an eine Kraftausnutzung zu denken, und dies um so eher, als es sich herausstellte, daß sich die Verzinsung einer neuen Leitung durch die Kraftgewinnung wohl werde erzielen lassen. Irgend welche Bedenken, daß die Beschaffenheit des Trinkwassers dadurch, daß es durch eine Maschine hindurchgeht, leiden könnte, sind hinfällig. Im Gegenteil, durch die innige Berührung mit der Luft beim Beaufschlagen kann die Güte des Wassers infolge von Sauerstoffaufnahme nur zunehmen.

Die Talsperre liegt, in der Luftlinie gemessen, 10 km von der Stadt entfernt. Für die Anlage eines Kraftwerkes waren zwei Möglichkeiten vorhanden. Zunächst konnte die Linie der alten Leitung für die Wasserfortführung benutzt und etwa 2,7 km unterhalb der Sperrmauer ein Kraftwerk mit 110 m Gefälle errichtet werden. An das Kraftwerk hätten sich dann etwaige Filter und ferner die neue Zuleitung zur Stadt angeschlossen, welche die gleiche Linie wie die vorhandene Leitung verfolgt hätte. Insgesamt wären dann 14,6 km Leitung, und zwar 2,7 km mit einem Durchmesser von 450 mm bis zum Kraftwerk und 11,9 km von da ab bis zur Stadt mit einem Durchmesser von 250 mm, notwendig gewesen. Die gewonnene Energie hätte durch eine Fernleitung nach der Stadt geführt werden müssen. Die zweite Möglichkeit lag darin, auf kürzestem Wege mit einer Hochdruckleitung der Stadt zuzueilen, das Gefälle in der Stadt auszunutzen und dort noch hinter dem Kraftwerk gegebenenfalls Filter vor Einlauf in den Hochbehälter anzulegen.

Beide Möglichkeiten ergaben ungefähr gleiche Betriebskosten; indessen war die Kraftausbeute bei der zweiten fast um das Doppelte größer. Der Betrieb war bei der zweiten Ausführung in der Stadt stets leicht zu überwachen, was namentlich für die Filteranlagen von Bedeutung ist. Sodann vermochte man durch die Hochdruckleitung, welche 415 mm Durchmesser erhalten hat, der Stadt ungleich mehr Wasser zuführen als durch die geplante Leitung von 250 mm. Bedenklich war für die zweite Art die Linienführung über Berg und Tal, die bei der ersten bis auf kleine Kuppen wegfällt, sodann die hohen Spannungen bis 20 at. Vielfache Erkundigungen wurden eingezogen. Wohl gibt es Leitungen in der Schweiz und anderswo, die mit dem dreifachen Betriebsdruck der hier zu beschreibenden arbeiten; es konnten aber keine Erfahrungen über eine längere Leitung erlangt werden, welche derartiges welliges Gelände zu durchkreuzen hatte wie hier. Den besten Anhalt gab noch die Frankfurter Quellwasserleitung, bei der jedoch eine Kraftgewinnung nicht vorgesehen ist und bei der die höchsten Drücke 14 at betragen. Durch ein Gutachten des Geh. Baurats Prof. Pfarr in Darmstadt, welches sich unter Erwägung der maschinellen Gesichtspunkte für die Benutzung der Gesamtstrecke aussprach, wurden die städtischen Körperschaften weiter überzeugt. Hauptsächlich war in dem Gutachten betont, daß das Wasser dem Motor durch Düsen, frei austretend, zugeleitet werden müsse.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden an Mitglieder postfrei für 40 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

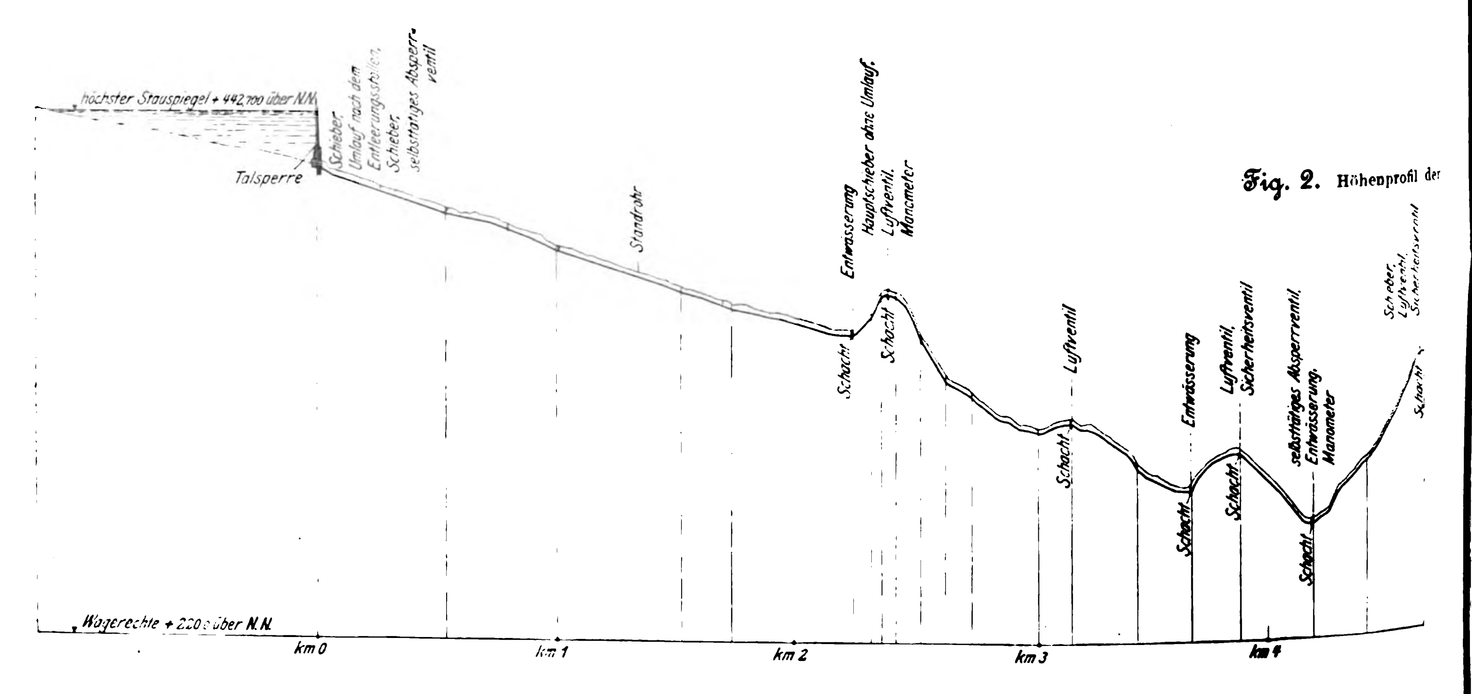
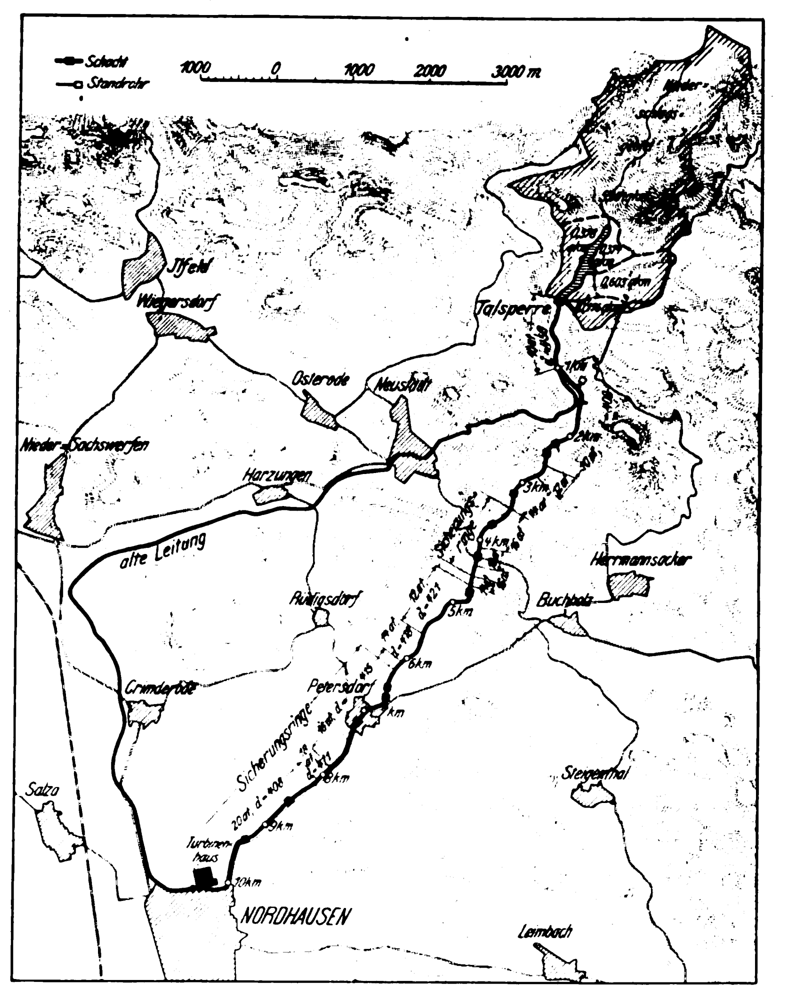


Fig. 2. Höhenprofil der

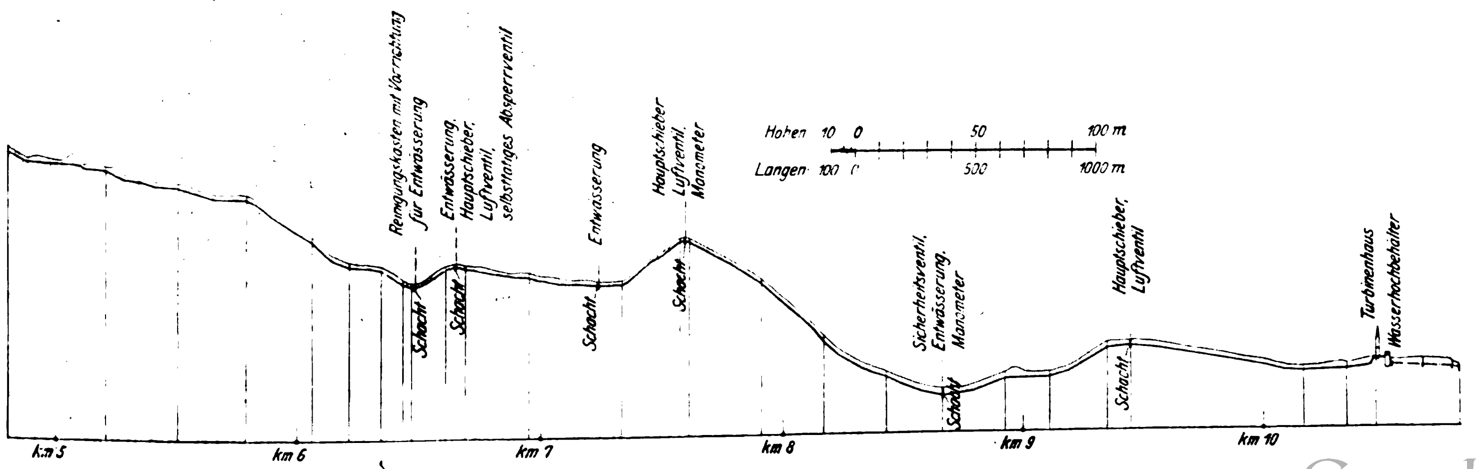
Die Ausführung der Leitung war gesichert, sobald ein Absatzgebiet für die Kraft gefunden war. Indessen stieß dies insofern auf Schwierigkeiten, als die Elektrizitäts-A.-G. vorm. Schuckert & Co., welche das Elektrizitätswerk in Nordhausen errichtet hat, auf Grund der ihr eingeräumten weitgehenden monopolartigen Rechte Einwendung gegen eine Verpachtung an Dritte erhob. Nach langwierigen Verhandlungen kam ein Vertrag mit der genannten Gesellschaft zustande, wonach sie die Wasserkraft gegen eine jährliche Pachtsumme von 15000 ℳ übernahm. Eine weitere Einnahme für die Stadt ergibt sich, wenn die Hauptabnehmerin des Werkes, die Staatsbahn, mehr als 250000 KW-st verbraucht. Die maschinellen Anlagen waren von der Pächterin herzustellen und mit 10 vH abzuschreiben. Ferner sind noch weitere Vertragpflichten zu erfüllen. Der stark wechselnde Kraftbedarf des Straßenbahnbetriebes verlangt, wenn mit dem vorhandenen Betriebswasser haushälterisch umgegangen werden soll, eine der jeweils erforderlichen Leistung des Motors wenigstens annähernd entsprechende Einstellung der Düsenweite. Im Laufe der Verhandlungen verlangte deshalb die Pächterin eine derartige Einrichtung der Regulierung, bei rasch eintretender Belastungsänderung also gerade das Gegenteil dessen, was zur Vermeidung gefährlicher Druckschwankungen gefordert werden muß. Diese Schwierigkeit wurde von Prof. Pfarr in einer Weise gelöst, die er in einem späteren Aufsatz selbst erläutern wird. Die Rohrleitung hat eine Länge von 10,6 km; sie verfolgt einen möglichst kurzen Weg zur Stadt; vergl. den Lageplan Fig. 1. Zu berücksichtigen waren dabei naturgemäß Geländeschwierigkeiten, die Anfuhrmöglichkeit und das Durchschneiden von Privatgrundstücken. Für den letzten Umstand sind oft Kostenberechnungen ausschlaggebend. An und für sich wird man stets ein privates Grundstück wegen etwaiger Schadenersatzansprüche bei Rohrbrüchen gern vermeiden. Die Leitung überschreitet im ganzen sieben Bergkuppen. Im Grundriß gesehen sind möglichst schlanke Kurven angeordnet; dort wo eine scharfe Ecke zu umgehen war, wie im Orte Petersdorf und im Stadtgebiet, sind kleinste Kurven mit einem Halbmesser von 28,0 m eingelegt. Bei den gewöhnlichen Rohrlängen von 4 m und Muffenausbildungen ist es nicht möglich, eine derartige Krümmung auszuführen; vielmehr mußten besondere Krümmerstücke eingefügt werden. Auf ein oder zwei Rohre, je nach Bedarf, folgte ein Krümmer von 1,24 m Länge mit einem Halbmesser $R = 7{,}05$ m. Bei Kurven von größerem Halbmesser als 75 m waren Krümmer nicht mehr notwendig; dort kommt bei 4,0 m langen Rohren bei einer Muffenlänge von 0,11 m im Höchstfall eine Abweichung von 3 mm vor, die bequem mit der Stärke der Bleidichtung auszugleichen ist. Zwar darf die Stärke der Dichtung nicht zu groß sein, denn eine Dichtung wird um so besser halten, je kleiner die Querschnitts- und damit die Druckfläche ist; außerdem lassen sich breite Dichtungen schwer verstemmen. Die Rohre der Kurven von 28 m Halbmesser sind an der Außenseite mit Beton von 0,40 m Stärke hinterstampft, damit die Leitung nicht herausgedrängt wird, eine Möglichkeit, die wohl vorhanden ist, da die innere Leibungsfläche des zylindrischen Ringstückes bis zur lotrechten Mittelachse kleiner ist als die äußere. Bei größeren Kurven ist die Betonanstampfung unterblieben, ohne daß Schwierigkeiten aufgetreten sind.

Fig. 1. Lageplan der Druckwasserleitung.



Der Höhenlage nach, s. Fig. 2, brauchte nur an einer Stelle — in einer Talsenke — ein Krümmer eingelegt zu werden, und zwar aus dem Grunde, weil dort Schwierigkeiten mit dem Grundbesitzer wegen der Anlage einer Entwässerung entstanden. Die Kuppen waren, obwohl dies im verzerrten Längsschnitt nicht erkennbar wird, so flach, daß besondere Maßnahmen nicht notwendig waren. Im Durchschnitt haben die Rohre etwa 1,5 m Bodendeckung über dem Scheitel. Da, wo Felsen auszubrechen war, verringerte sich diese Höhe


Druckwasserleitung.



der Kosten wegen auf 1,2 m; anderseits sind Stellen bis 4,0 m Tiefe vorhanden, wenn es hieß, eine kleine Bergkuppe ohne Einlegen eines entgegengesetzten Gefälles zu durchqueren, oder um eine schlanke Ausrundung zu erreichen. Die Gefälle wurden in Einzelplänen entworfen und dann in Wirklichkeit so genau wie möglich, ähnlich wie bei Kanalisationsrohren, eingehalten, damit die Reibungsverluste auf das kleinste Maß eingeschränkt wurden. Sorgfältige Höhenangaben für die Ausschachtung sind dabei unerläßlich. Das Auflagern der Rohre auf Steinen zum Ausgleichen wurde nicht gestattet, wohl aber durften Holzstücke verwendet werden. Die einzelnen Strecken wurden von Tal zu Berg verlegt, so daß der Strom zum Teil gegen die Muffendichtung fließt, was man sonst vermeidet. Bei dem steilen Gelände würde, wollte man anders verfahren, das flüssige Blei die Muffe nie gut ausfüllen; außerdem würden die Rohre sich nicht genügend aneinander schließen.

Nach vielfachen Erwägungen und Erörterungen über das Für und Wider bei Gußeisen und Flußeisen sprach sich die Deputation, in deren Hand die Entscheidung lag, für das erstere aus. Hier war vor allen Dingen der Umstand maßgebend, daß das Gußeisen eine längere Lebensdauer nachweisen kann, obwohl eine Ausführung in Flußeisen von 8 und 10 mm Wandstärke etwa 30000 *M* billiger als in Gußeisen geworden wäre. Vergleicht man beide Materialarten bei Rohren für 20 at Druck miteinander, so bieten beide gleiche Sicherheit. Bei Flußeisenrohren ist unter Zulassung von 600 kg/qcm Zugspannung, entsprechend einer 6fachen Sicherheit, eine Wandstärke von 6 mm notwendig. Es bleiben demnach noch bei 10 mm angenommener Wandstärke 4 mm für Rosten übrig. In Gußeisen müßte die Wandstärke bei 200 kg/qcm, ebenfalls 6facher Sicherheit entsprechend, 19 mm sein. 23 mm sind vorhanden, demnach eine Reserve von 4 mm für Rostbildung. Nach den Berechnungen des Gefällverlustes war ein innerer Durchmesser von 400 mm erforderlich. Die Rohre wurden, da eine Verstärkung der Wandungen nur nach innen zulässig ist, nach dem Modell von 425 mm Dmr. gegossen. Die Wandstärken wurden nach der Gleichung von Bach für inneren Ueberdruck (»Hütte« 1905 S. 457) berechnet; als zulässige Zugspannung k wurden 170 kg/qcm angenommen, was einer 7fachen Sicherheit bei 1200 kg/qcm Zugfestigkeit des Materials entsprechen würde. Mit Rücksicht darauf, daß nicht nur Kräfte von innen nach außen, sondern auch umgekehrt auftreten können, und zwar solche, die ungünstig beeinflussen, ist diese Sicherheit geeignet. Bruchscherben von normalen Rohren, welche an das kgl. Materialprüfungsamt in Charlottenburg eingesandt wurden, ergaben eine mittlere Zugfestigkeit von 1200 kg/qcm, eine mittlere Biegefestigkeit von 2500 kg/qcm; dabei wurden die Proben im letzteren Falle so geprüft, daß die Außenseite des Rohres auf Zug beansprucht wurde. Vertragsgemäß wurden auf dem Werke des Schalker Gruben- und Hüttenvereines, der Hauptlieferantin, Gußproben von dem abnehmenden Beamten auf Biegefestigkeit untersucht (139 Stück). Stäbe von 30 × 30 mm Querschnitt zeigten bei 1000 mm Stützweite, in der Mitte belastet, eine durchschnittliche Biegefestigkeit von 3040 kg/qcm bei einer Durchbiegung von 15,4 mm, woraus sich die Elastizitätsziffer zu 1090000 berechnet. Weitere Untersuchungen, aber nur auf Zugfestigkeit, wurden bei Scherben vorgenommen, die von im Betriebe zerborstenen Rohren entstammten. Die Ergebnisse sind nicht ganz einwandfrei, wenn nicht eine große Anzahl Proben aus demselben Rohre genommen werden. Bläschen, die beim Gußeisen unvermeidbar sind, üben bei dem herausgeschnittenen Stabe von geringer Querschnittfläche einen erheblichen Einfluß aus.

Die gesamte Strecke der Rohrleitung wurde in Druckzonen mit einem Unterschiede von 2 at eingeteilt und dementsprechend die Wandstärke abgestuft. Die stärksten Rohre (20 at) haben 23 mm Dicke usw. Bis zu 10 at wurden Normalrohre von 400 mm Dmr. verwendet.

Die Muffe erhielt die bekannte, sich nach innen erweiternde Berliner Form, die das Herausdrängen der Bleidichtung verhindert, Fig. 3. Zur weiteren Sicherung wurden gußeiserne Ringe vorgelegt, die mit Hakenschrauben hinter den Muffenansatz greifen. Ueber die Notwendigkeit der Ringe ist man geteilter Ansicht. Die weitaus größte Anzahl der eingezogenen Erkundigungen sprach sich dafür aus. Die Frage war der Erwägung wohl wert, da es sich um eine Ausgabe von 20000 *M* handelte. Ein Versuch, welcher auf dem liefernden Werk angestellt wurde, ergab, daß die Muffen bei 60 at Druck ohne Ring noch standfest waren. Bei der Ausführung wurden auf den Strecken bis zu 14 at Druck Ringe angebracht; s. Fig. 3. Ein Spielraum von 3 mm war ausreichend, um die Ringe bequem auf die Rohre schieben zu können. Die Ringe pressen sich in die Bleidichtung beim Anziehen etwas ein, liegen indessen nicht auf dem ganzen Umfange vollkommen an. Verschiedene Beobachtungen ergaben, daß 20 vH des Umfanges der Schneide nicht aufliegen. Infolge der Verwendung der Ringe mußte die Stärke der Bleidichtung, welche ursprünglich am Ende der Muffe zu 6 mm angenommen war, auf 9 mm vergrößert werden. Bei Undichtigkeiten der Verstemmung führen die Ringe irre, da sie den Wasserausfluß ablenken. Der dünne Strahl zieht sich am Rohr entlang und ist nicht schnell zu finden, denn es gehören drei oder vier Aufgrabungen dazu, um die undichte Muffe festzustellen, namentlich in lehmigem Boden, wo sich leicht Adern bilden.

Fig. 3. Muffensicherung.

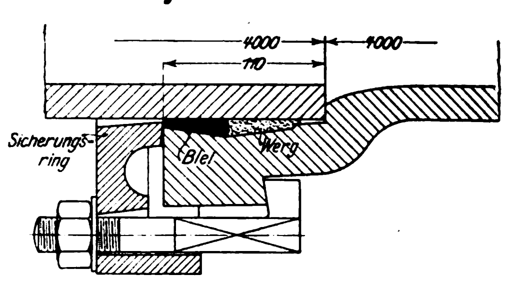
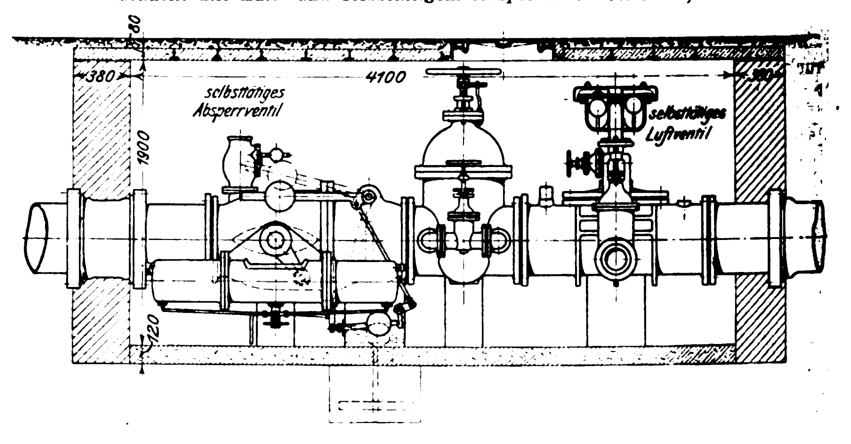


Fig. 4.

Schacht mit Luft- und selbsttätigem Absperrventil bei km 6,7.



Die Ausführung der Arbeiten begann im Juli 1905 und nahm ungefähr 3/4 Jahr in Anspruch. Die Witterungsverhältnisse waren recht ungünstig und hinderten die Anfuhr und die Erdarbeiten sehr. Die Anfuhr der bis 1000 kg wiegenden Rohre war in dem unebenen Gelände bei schlechten Feld- und Waldwegen mühsam. Dort, wo die Fuhrwerke nicht hingelangen konnten, wurden die Rohre von Sammelstellen aus mit Schlitten befördert. Der Untergrund wurde überall als tragfähig befunden; bei Felsen, der an mehreren Stellen auftrat, wurde, namentlich beim Gips, die Vorsicht beobachtet, daß die Grabensohle mit Lehm ausgekoffert und der ganze Querschnitt mit Lehm angestampft wurde.

Als eine Hauptbedingung für den Bestand der Leitung muß eine gute Entlüftung der Kuppen gefordert werden; daher sind erstens Gefällwechsel in entgegengesetzter Richtung sorgfältig vermieden, sodann auf den Berghöhen selbsttätige Luftventile von Breuer & Co., Höchst a. M., aufgesetzt, Fig. 4. Diese Ventile sind zweiteilig und bestehen im wesentlichen

aus zwei Gummikugeln, welche Oeffnungen abschließen. Die größere Oeffnung tritt bei umfangreicheren Luftmengen in Tätigkeit, also namentlich bei Anfüllungen der Leitung, die kleinere bei geringeren Ansammlungen. Die Ventile haben sich als durchaus wirksam erwiesen. Um die Leitung durchspülen zu können, sind in den Senkungen Entwässeröffnungen, verschlossen durch einen Schieber, angebracht; sodann sind auf der ganzen Strecke 5 Stück Hauptschieber eingebaut, welche ermöglichen, daß einzelne Abteilungen abgeschlossen werden können. Die Schieber sind mit einem Umgang von 80 mm Dmr. versehen, so daß der Hauptschieber beim Schließen nicht einseitigen Druck erhält und daher leicht beweglich bleibt. Erst durch Schließen des Umgangschiebers wird die Leitung abgesperrt, umgekehrt beim Oeffnen.

Von einer Wasserleitung kann, wenn sie mit normalen Kosten erbaut werden soll, nicht verlangt werden, daß sie ein völlig sicheres Bauwerk ist. Schon die wechselnden Untergrundverhältnisse bieten Schwierigkeiten und Veranlassung zu Störungen genug. Die unangenehmen Folgen, die bei einem Rohrbruch in der Umgebung entstehen, sind hinlänglich bekannt; sie mußten hier bei dem steilen Gelände und bei der Durchschneidung von Privatgrundstücken um so mehr gefürchtet werden; alle Vorsichtsmaßregeln waren daher geboten.

Auf der 43. Jahresversammlung des Deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern hat Direktor Meier von den Rollschen Eisenwerken in Clus (Schweiz) die Armaturen in Hochdruckleitungen erörtert. Die Erfahrungen der erwähnten Gesellschaft wurden verwendet, indem erstens die Druckschwankungen, welche bei der Führung der Rohrleitung über welliges Gelände und bei einem ungleichmäßigen Maschinenbetrieb zu erwarten waren, durch Einbau von besonders geeigneten Sicherheitsventilen herabgemindert wurden; sodann wurden drei selbsttätige Rückschlagventile in die Leitung eingefügt. Ein weiteres Sicherheitsventil ist auf den Turbinenauslauf gesetzt, wo die größten Druckschwankungen zu erwarten sind. Die Anordnung eines Windkessels vor der Maschine hat sich nach neueren Erfahrungen nicht bewährt und ist deshalb von vornherein unterblieben. Die Sicherheitsventile, Fig. 5 und 6, sind gesteuerte Kataraktventile. Das Hauptventil ist mit Druckwasser belastet und wird auf der einen Seite beim Ueberschreiten des Normaldruckes durch ein besonderes Steuerventil entlastet, worauf es sich öffnet. Das Ventil bei km 9, Gumpe, an der tiefsten Stelle der Leitung hat sich sehr gut bewährt; die kleinste Schwankung über den vorgeschriebenen Druck hinaus bringt es zur sofortigen Abschwächung.

Fig. 5. Schacht bei km 2,3.

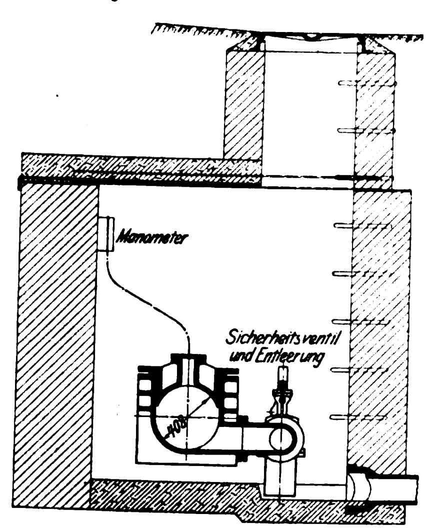
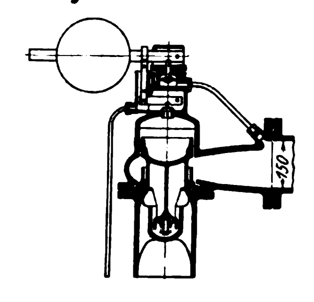
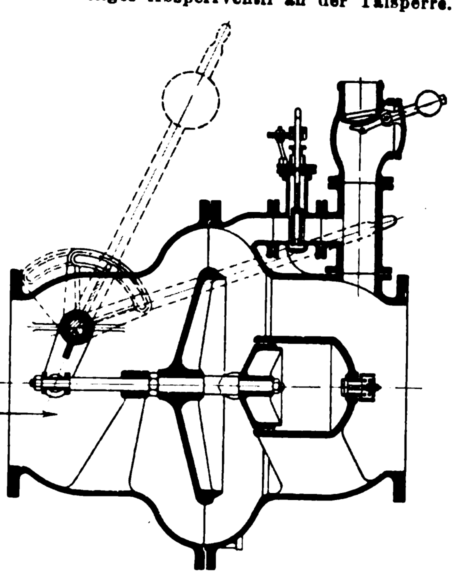


Fig. 6. Sicherheitsventil.



Die Rückschlagventile sollen bei Rohrbrüchen in Tätigkeit treten. Sie sind bei der Talsperre und an zwei Stellen auf der Strecke angeordnet. Das erste an der Talsperre, vergl. Fig. 7, ist so eingerichtet, daß sich auf einer wagerechten Achse eine ausbalanzierte Scheibe mit Bremskolben bewegt, welche durch das stark strömende, stoßende Wasser vorwärts getrieben wird und den Querschnitt abschließt. Hinter der Scheibe ist eine Lufteinlaßklappe angebracht, die sich bei einem Bruch öffnet und die Luft in die Leitung eindringen läßt, wodurch ermöglicht wird, daß sich das Rohrende sogleich mit entleert, die Wassersäule also nicht hängen bleibt und erst allmählich abläuft. Beim Herumschlagen der Lufteinlaßklappe wird ein elektrischer Kontakt geschlossen und der Talsperrenwärter alarmiert. Das Ventil hat bisher bei mehreren Rohrbrüchen gut gearbeitet; es bewegt sich nach Beobachtungen ganz langsam.

Fig. 7. Selbsttätiges Absperrventil an der Talsperre.



Die Absperrventile auf der Strecke sind anders eingerichtet, vergl. Fig. 4. Sie bestehen im wesentlichen aus einer um eine wagerechte Achse drehbaren Drosselklappe. Die Achse ist mit einer Kurbel versehen, deren Ende von zwei hydraulischen Kolben bewegt wird. In der Rohrleitung hängt ein beweglicher Löffel, der infolge eines Wasserstoßes durch schlägt und dabei ein Gewicht ausrückt. Das letztere fällt nieder und gibt durch Oeffnen eines Ventiles Druckwasser nach den Bewegungszylindern ab. Unter den Zylindern befindet sich ein Vierwegehahn, mittels dessen bei herabgelassenem Gewicht durch einen Hebel Druckwasser in den einen oder den andern Zylinder gegeben werden kann. Durch diesen Hebel kann außerdem der Wasserzutritt geregelt werden, so daß die Zylinder und damit die Drosselklappe langsam in einer bestimmten Zeit geschlossen werden können. Schließt die Drosselklappe zu schnell, so kann leicht ein Rückstoß in der oberen Leitung erfolgen. Als Schließzeit sind 3 Minuten angesetzt, eine Zeit, welche groß genug ist, um gefährliche Druckschwankungen in der Leitung zu vermeiden (vergl. die später folgenden Ausführungen).

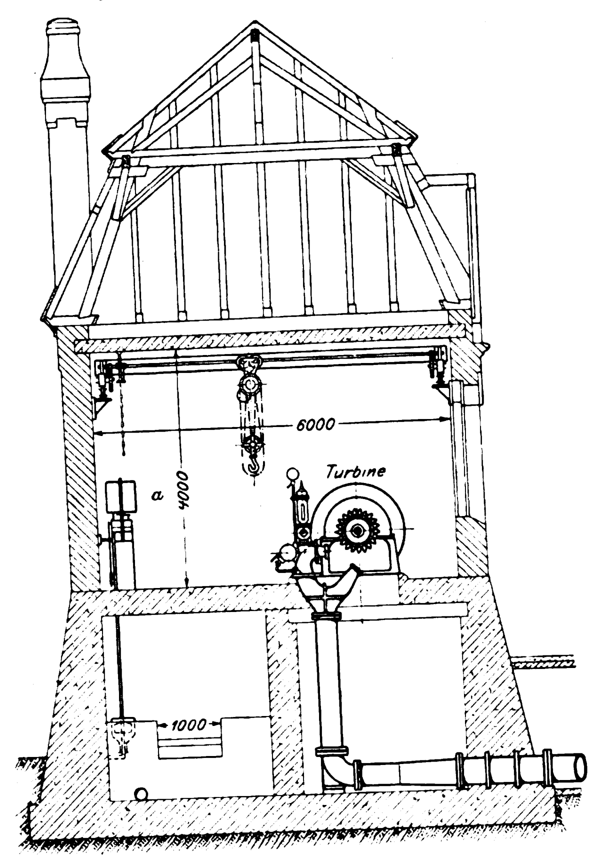
Bei der Annahme und Berechnung der Durchflußweite der Röhren war Vorsicht geboten; denn einmal nimmt mit den Jahren der Rauhigkeitsgrad der Rohrwandungen infolge von Krustenbildungen zu, sodann ist ja in alle Berechnungen über Wasserführung in geschlossenen und offenen Kanälen immer ein mehr oder weniger unbestimmter Erfahrungsbeiwert einzuschalten. Mit Rücksicht hierauf wurde eine Rohrweite von rd. 400 mm gewählt. Der mittlere Durchmesser der Leitung ergibt sich bei den verschiedenen Wandstärken von 23 bis 16,5 mm Dicke zu 415 mm, wobei zu berücksichtigen ist, daß das erste Kilometer aus Normalrohren von 450 mm Dmr. besteht. Ueber den Rauhigkeitsgrad der Wandungen von Rohren mit 245 mm Dmr., welche 30 Jahre im Betriebe sind, liegen Messungen vor, die ein $k = \sqrt{\frac{2g}{\varrho}}$ [1] $= 35{,}7$ ergeben haben. Dieser Wert stieg, nachdem die Krusten in der Leitung mittels des Notwotnyschen Verfahrens beseitigt waren, auf 40,0. Das Reinigungsverfahren hat bei der vorliegenden Leitung nur ein ganz geringes Mehr (von 2800 auf 2872 cbm) gebracht, obgleich Knollenansätze bis 1,5 cm Höhe vorhanden waren. Nach Lueger: Wasserversorgung der Städte, würde bei 245 mm Dmr. $k = 49{,}8$ sein, bei 415 mm Dmr. $k = 55{,}3$. Wie die folgenden Beobachtungen zeigen, die aus einer Reihe herausgegriffen sind, ist bei der neuen Leitung $k = 63$, und zwar ändert sich dieser Wert nicht, auch wenn die Geschwindigkeit abnimmt. Einige Beispiele, die die Gefällverhältnisse weiter erläutern mögen, folgen. Bei einer Wasserführung von $Q = 100$ ltr/sk, einem Gefällverlust von $\Delta h = 14{,}1$ m, entsprechend einem Gefäll $J = \frac{\Delta h}{l} = \frac{14{,}1}{10\,600} = 0{,}00133$, und einer Geschwindigkeit $v =$

[1] Vergl. Hütte I S. 245.

0,74 m/sk berechnet sich $k = \frac{v}{\sqrt{RJ}} = 63$, wo $R = \frac{F}{u} = 0{,}1035$ ist. Bei $Q = 77$ ltr/sk, $\varDelta h = 8{,}4$, demnach $J = \frac{8{,}4}{10\,600} = 0{,}000794$, und $v = 0{,}57$ m/sk wird $k = 62{,}9$. Bei $Q = 58$ ltr/sk, $\varDelta h = 4{,}7$ m, demnach $J = 0{,}000443$, und $v = 0{,}43$ m/sk wird $k = 63{,}0$. Aus den geringeren Druckhöhenverlusten (4,7, 8,4 und 14,1 m) der 10,6 km langen Leitung ist zu ersehen, daß sich die Sorgfalt beim Verlegen bewährt hat.

Die Rohrleitung mündet in das Stadtgebiet in einer noch wenig bebauten Gegend ein und ist nach dem Hochbehälter geführt, der sich auf einer Hügelkuppe befindet. Dicht hinter dem Hochbehälter, welcher aus zwei gemauerten Becken von je 2000 cbm Inhalt besteht, ist das Turbinenhaus errichtet. Mit Rücksicht darauf, daß das Talsperrenwasser gefiltert werden kann, was sich bis jetzt als nicht notwendig erwiesen hat, mußte die Turbine so hoch gestellt werden,

Fig. 8. Schnitt durch das Turbinenhaus.



a selbstaufzeichnender Wassermesser.

daß zwischen ihrem Auslauf und dem Hochwasser des Behälters eine Gefällhöhe von reichlich 3,0 m vorhanden ist. Im unteren Teile des Gebäudes, vergl. Fig. 8, steigt die Rohrleitung, deren Durchmesser von 408 mm auf 300 mm verjüngt ist, zur Turbine empor. Die Anordnung der Turbine mit ihren Einzelheiten wird später dargestellt werden. Hier sei nur kurz erwähnt, daß es sich um ein Peltonrad von 650 mm Dmr. handelt, welches von zwei Strahlen beaufschlagt wird. Die Turbinenachse ist unmittelbar mit zwei Gleichstromerzeugern von je 41 Amp, 650 V und 750 Uml./min gekuppelt. Die Energie wird durch 4 Kabelleitungen nach dem 1,5 km entfernten Kraftwerk geleitet. Von der Turbine fällt das Wasser in einen Ausgleichbehälter für die erwähnten späteren Filter herab, welcher in zwei Kammern geteilt ist. Die Trennwand ist als vollkommenes Ueberfallwehr von 1,0 m Breite zu Meßzwecken ausgebildet. Ein Schwimmer überträgt die Ueberfallhöhe in natürlichem Maßstabe nach oben, wo die Aufzeichnung auf einer Trommel erfolgt, die wöchentlich einmal durch ein Uhrwerk in bekannter Weise gedreht wird. Diese Anordnung hat sich im Gegensatz zu einem Venturi-Messer, der vor der Turbine hätte eingebaut werden müssen und einen Kostenaufwand von 5500 ℳ verursacht hätte, als sehr billig erwiesen. Der Venturi-Messer, dessen Konstruktion darauf beruht, daß aus den Druckhöhendifferenzen durch eine Verengung die Wassermengen bestimmt werden, ist die einzige Konstruktion, die zu verwenden gewesen wäre. Irgendwelche Einrichtungen innerhalb des Rohres, wie sie Flügelmesser bedingen, sind wegen des dauernden Betriebes nicht angängig.

Von der zweiten Kammer geht eine Ableitung mit zwei Abzweigen ab, die in den Hochbehälter einmünden. Vor dem Turbinenhaus ist die Ableitung mit der Hauptleitung durch eine Querleitung mit Schieber verbunden, so daß aus der Hauptleitung mit Umgehung der Turbine Wasser in den Hochbehälter geschickt werden kann. Die Schieber an dieser Stelle sind nach der Bauart von Prof. Forchheimer eingerichtet, wonach die Schieberplatte unten eingekerbt ist, um im letzten Augenblick einen möglichst stoßfreien Schluß zu gewähren. Aeußerst langsames Umdrehen ist indessen hier wie bei allen Schieberkonstruktionen nötig; heißt es doch, ein Arbeitsvermögen von 45000 mkg nach und nach aufzuheben.

Die hohe Lage der Turbine über dem Erdboden auf einer Eisenbetondecke, die gut mit den Wänden des unteren Ausgleichbehälters verankert ist, hat zu einer vorläufig schwierig zu überwindenden Unannehmlichkeit Anlaß gegeben. Die Schwingungen der schnellaufenden Welle (750 Uml./min) teilen sich durch den unterstützenden Trog der Decke und von dieser den gesamten Gebäudeteilen mit. Das ganze Gebäude bis in die Dachziegel erzittert leicht und ruft ein Summen hervor, das den Anwohnern zum Teil auf die Nerven fällt. Alle Versuche zur Abhülfe, wie Anbringung von Doppelfenstern, Türen, Vorhängen, Bleitafeln im Innern der Haube usw., sind völlig nutzlos gewesen. Wohl ist eine Verminderung des Geräusches im Innern des Gebäudes erzielt worden, aber nicht nach außen hin; die Vorhänge, Fenster usw. schwingen eben mit, ihre Masse ist viel zu gering, um einen Amboß zu bilden. Wäre dieser Umstand, der überraschend gekommen ist, vorher genügend bekannt gewesen, so hätte von vornherein durch Aufführen getrennter Fundamente, obwohl dies durch die einzuführende, mit der Turbine in Verbindung stehende Rohrleitung zum Teil hinfällig gemacht worden wäre, eine Abhülfe vielleicht geschaffen werden können. Namentlich hätte man aber den oberen Teil des Gebäudes ganz leicht gestaltet und gut isoliert. Jetzt wird nichts weiter übrig bleiben, als noch ein zweites Gebäude um das vorhandene zu bauen, wenn man den Mitbürgern entgegenkommen will. Irgendwelcher rechtliche Anspruch auf Entschädigung steht den Anwohnern nicht zu, da die Anlage nicht genehmigungspflichtig ist.

Welche Kraftmengen kann nun die Anlage liefern? Das Niederschlaggebiet der Talsperre von 6,0 qkm Größe bringt in einem trockenen Jahr (1904) 1600000 cbm zum Abfluß, wobei die Verluste infolge von Verdunstung, Undichtigkeiten der Mauer usw. in Abzug gebracht sind. Entsprechend dieser Wassermenge würden am Schaltbrett des Turbinengehäuses bei einem gesamten Gütegrade = 0,62 und einem mittleren Gefälle = 176 m $\frac{1\,600\,000 \cdot 100 \cdot 176 \cdot 0{,}62 \cdot 0{,}736}{60 \cdot 60 \cdot 75} = 475\,000$ KW-st abgenommen werden können. In einem mittleren Jahre bei 2200000 cbm Abfluß könnten 650000 KW-st, in einem nassen Jahre bei 2800000 Abfluß 830000 KW-st erzeugt werden. Diese Zahlen werden nicht ganz erreicht werden, denn es werden sich die Hochwasser nicht immer vollkommen mit der Staumauer abfangen lassen.

Der gesamte Gütegrad der Anlage, Turbine und Dynamomaschine zusammen, ist jederzeit leicht bestimmbar. Der Abflußbeiwert des Ueberfallwehres konnte dadurch genau festgestellt werden, daß die Wassermengen im Sammelbehälter dahinter zu messen waren. Er ergibt sich aus einer Reihe Beobachtungen zu 0,63. Bei kleineren Ueberfallhöhen, etwa unter 50 mm, ist bei einem 2,0 m breiten Wehr an andrer Stelle festgestellt, daß dort der Abflußbeiwert größer wird und bis auf 0,96 hinaufgeht. Der Wasserstrahl läuft dann nicht mehr in Parabelform über die Kante hinweg, sondern schließt sich an die lotrechte, luftseitige Wand an. Die Druckhöhen der Wassersäule zeigt das Manometer an, die Leistung das Schaltbrett. Es ergab sich bei 100 ltr/sk Beaufschlagung der Turbine ein Gesamtgütegrad $\eta = 0{,}64$; auf

die beiden Dynamomaschinen würden je rd. 0,90 entfallen, auf die Turbine 0,80. Bei einer Beaufschlagung der Turbine von 80 ltr/sk sinkt der Gütegrad auf 0,637 herab, bei 68 ltr/sk auf 0,62.

Die Ausführung der gesamten Anlage, namentlich die Anlieferung der Maschine, zögerte sich hin, so daß der Betrieb erst Ende Oktober 1906 beginnen konnte. Mit dem Anfüllen der Leitung wurde schrittweise unter größter Vorsicht vorgegangen, und trotzdem trat, namentlich in der oberen Strecke bis km 2,7, eine Reihe von Rohrbrüchen auf, die sich nach und nach an bestimmten Stellen zeigten; es ist dies bei km 2,7, km 1,5 und km 0,8. Die obere Strecke von der Talsperre ab verläuft regelmäßig, so daß ein Grund für die Brüche schwer zu finden ist; bei km 2,7 läßt sich die Ursache schon eher erklären. Hier wird die über die Bergkuppe gehende ziemlich stark gekrümmte Rohrführung leicht ein Abreißen der Wassersäule begünstigen. Bei mehreren Bruchstellen ist die Bruchfläche von demselben Aussehen; sie zeigt eine schräge, schalenförmige Gestalt, die darauf hinweist, daß die Rohre von innen nach außen zerborsten sind. Im ganzen sind bis heute 22 Brüche zu überwinden gewesen, und zwar in der Zeit vom Juli bis November 1906. Seitdem ist nichts wieder vorgekommen. 18 Brüche ereigneten sich auf der Strecke bis km 2,7, 4 auf der übrigen Strecke, also nur ganz wenige auf der Hochdruckstrecke. Drei Brüche traten während des Anfanges der Betriebzeit ein. Mehrere Male zeigten sich zwei Bruchstellen an verschiedenen Orten. Es kommen auf 100 Rohre rd. 0,7 Brüche. Außer den Brüchen waren einige undichte Muffen zu beseitigen, wobei indessen irgendwelche Betriebstörungen nicht vorkamen. Rohrbrüche sind erfahrungsgemäß bei jeder neuen Rohrleitung durchzumachen; hier waren sie besonders zu erwarten, da die Rohre einen sehr schwierigen Transport auszuhalten hatten. Es wird sich wohl stets ereignen, daß der Rohrleger einmal ein fehlerhaftes Rohr übersieht, wenn auch im vorliegenden Fall jedes Rohr, abgesehen von der Prüfung auf dem Werk, vor dem Verlegen in der Schwebe am Kran hängend dem Klange nach geprüft worden ist. Auch bei den normalen Rohren werden einige nicht vollkommenes Material aufgewiesen haben. Bei den hohen Drücken und der ungleichmäßigen Führung über Berg und Tal, wo von jedem Gliede der Gesamtheit das Höchste verlangt wird, mußten naturgemäß erst alle Fehler ausgemerzt sein, ehe Ruhe eintrat. Für den Bauleitenden ist dies eine bewegte Zeit, zumal der Laie bald die Geduld verliert und Vorwürfe auf Vorwürfe häuft.

Die Ursachen der Rohrbrüche werden sich nie ganz aufklären lassen. Die während des Betriebes erfolgten drei Brüche, mit Ausnahme eines, der sich beim Anstellen der Leitung ereignete, traten bei ganz gleichmäßiger Belastung der Maschine in der Nacht auf. Trotzdem zeigten sie das charakteristische Aussehen, wie zuvor beschrieben, das auf Wasserschläge hindeutet. Eigentümlich ist, daß die Leitung während der Probezeit, nachdem sie angefüllt war, wiederholt acht Tage und länger ruhig unter hydrostatischem Druck

Fig. 9.

Darstellung der Ueberfallhöhen des Meßwehres im Turbinenhause.

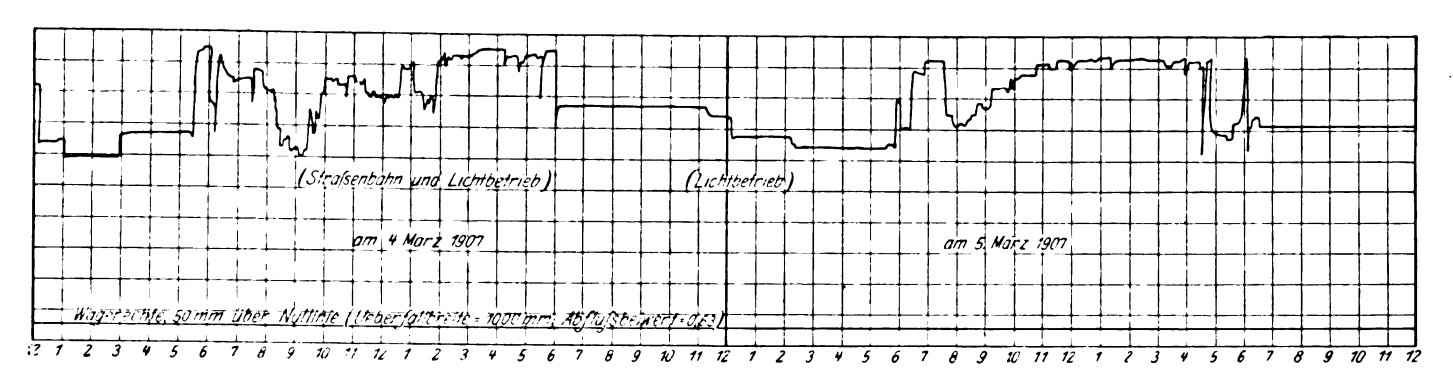
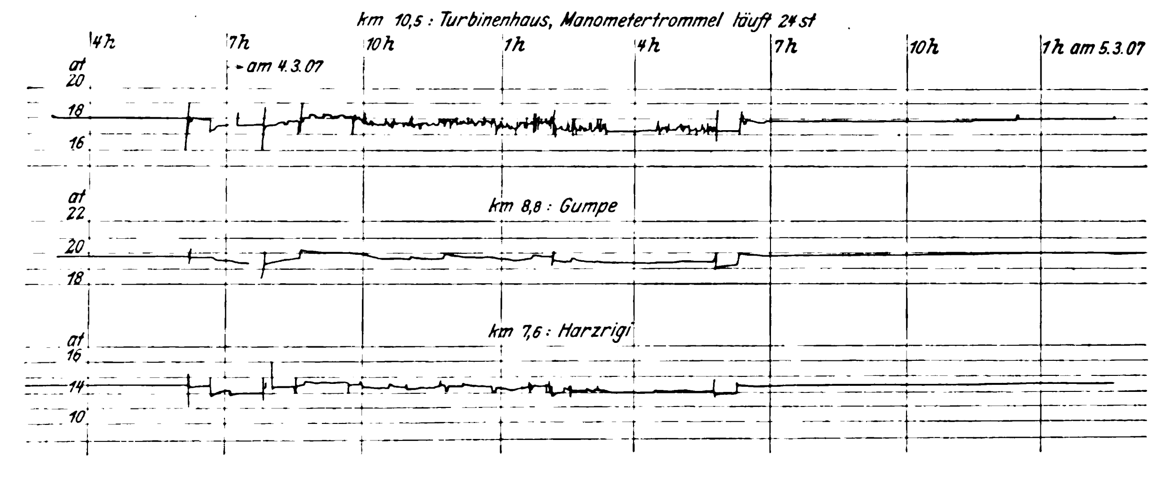
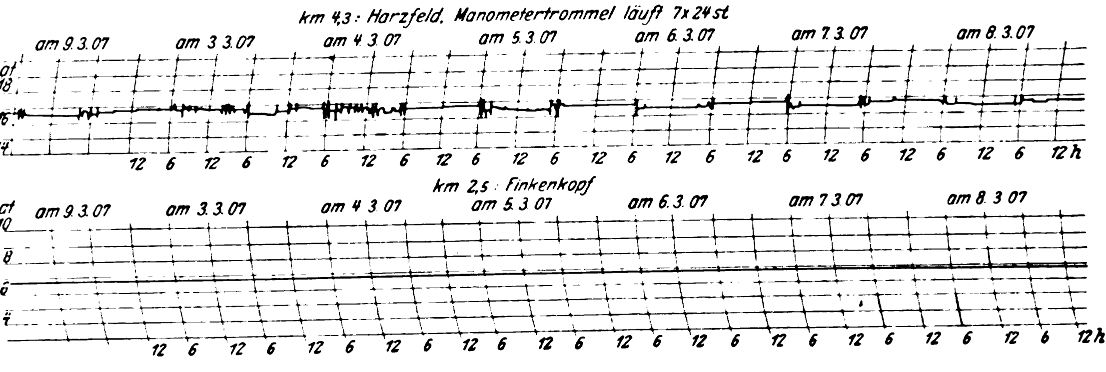


Fig. 10.

Schaulinien selbstzeigender Manometer für die Druckschwankungen in der Leitung.





gestanden hat, und dann plötzlich trat ein Bruch auf. Die Verwüstungen in der Umgebung der Bruchstelle waren glücklicherweise zumeist gering. Die Risse der zerborstenen Rohre waren so dünn und die Ringspannung noch so groß, daß die Gewalt des ausströmenden Wassers dadurch stark gemildert wurde. Dann sind auch stets die früher erwähnten Rückschlagventile in Tätigkeit getreten, namentlich das an der Talsperre. An zwei Stellen — km 1,5 und km 2,7 —, wo wiederholt Brüche vorgekommen sind, soll an der einen eine Standröhre, welche sich an einen Talhang anlehnt, und die das beste Sicherheitsventil darstellt, eingebaut werden; an der andern, wo dies nicht möglich ist, wird ein Sicherheitsventil angeordnet werden.

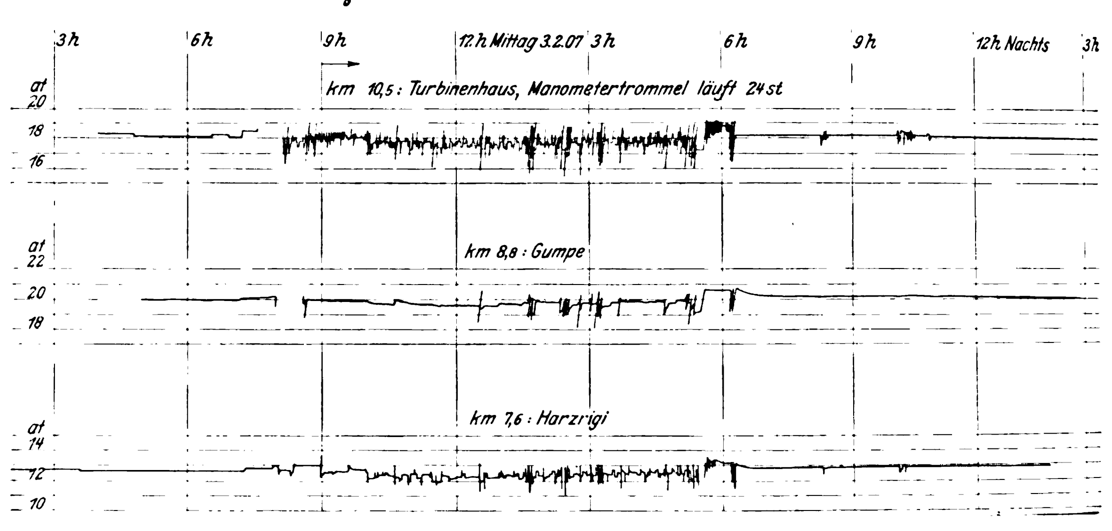
Die Pächterin der Kraft läßt am Tage die eine Dynamomaschine auf Straßenbahnbetrieb und die zweite auf Lichtbetrieb laufen; in der Nacht laufen beide Maschinen auf Lichtbetrieb und versorgen den Staatsbahnhof. Der Straßenbahnbetrieb ruft innerhalb kurzer Zeit bei dem bergigen Gelände der Stadt Schwankungen im Kraftverbrauch bis 150 vH hervor. Wie sehr die Wassermengen dabei schwanken, zeigt Fig. 9. Im Zusammenhang damit stehen die Druckschwankungen in der Leitung, vergl. Fig. 10. An den Stellen: Turbinenhaus, Gumpe km 8,8 und Harzrigi km 7,6, sind selbstzeigende Manometer, Bauart Dreyer, Rosenkranz & Droop, angeordnet, deren Trommel einmal am Tage umläuft; an den Stellen: Harzfeld km 4,3 und Finkenkopf km 2,5, laufen die Trommeln in einer Woche einmal herum. In Fig. 10 sind die Aufzeichnungen vom 4. März 1907 untereinander gestellt. Man sieht zunächst, daß die Schwankungen am Turbinenhaus am ausgeprägtesten sind. Die Linie gibt Schwankungen von ± 1,0 at an. In der Gumpe, in einer Mulde 1,7 km von der Turbine entfernt, haben die Schwankungen bedeutend abgenommen. Das Sicherheitsventil daselbst, das bei der kleinsten Ueberschreitung abbläst, erfüllt seinen Zweck sehr gut. Am Harzrigi, km 7,6, sind die Schwankungen wieder ausgeprägter, was wohl erklärlich ist, da dort die Leitung über eine Kuppe geführt ist. Obwohl an den Kuppen die sich ansammelnde Luft durch das Ventil abgeführt wird, mögen doch immer kleinere Störungen in der Geschwindigkeit der sich fortbewegenden Wassersäule eintreten. Man kann sich den Vorgang so vergegenwärtigen, als ob sich eine wenn auch nur wenig elastische, zusammenhängende Masse über den Berg hinwegschöbe. Vor dem Berg tritt eine Stauung, eine Verzögerung ein, dahinter ein Ziehen, eine Beschleunigung. Beide Bewegungen wirken in entgegengesetztem Sinn auf das kurze Kuppenstück ein. Je weiter man sich von der Turbine entfernt, um so geringer werden die Schwankungen. Sie sind im Harzfelde, km 4,3, von untergeordneter Bedeutung, am Finkenkopf, km 2,5, ist nichts mehr zu bemerken. Die Elastizität des Eisens in größerem Maße, die des Wassers in geringerem gleichen die Schwankungen aus. Die Spitzen der Aufzeichnungen rühren vom Umschalten der Maschine her.

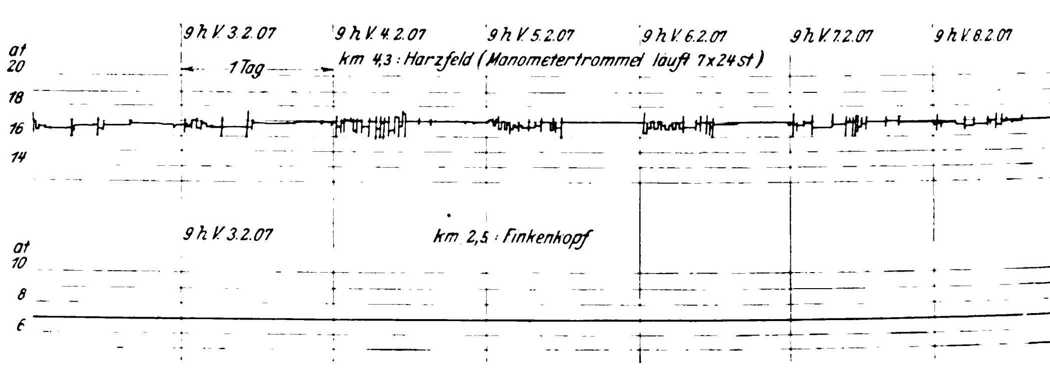
Fig. 11 zeigt einen Betriebstag, wo ein unkundiger Wärter die Maschine bedient hat, und wo die Rohrleitung außerordentlich beansprucht worden ist, ohne daß indessen etwas vorgekommen wäre.

Die Rohrleitung einschließlich des Turbinenhauses hat rd. 410000 *M* gekostet, das Kraftwerk, Maschinen und Kabel, 49000 *M*. Es kosteten:

1 t gußeisernes Rohr frei Station	128,00 *M*
1 » Transport an Ort und Stelle	20,00 »
1 m Rohrgraben, 2,0 m tief, einschl. aller Nebenarbeiten	3,00 »
1 m Rohr zu verlegen	1,60 »
1 Bleidichtung an Material	3,60 »
1 m Entschädigung an Privatinteressenten, einmalig	1,50 »
1 m Entschädigung für die Provinz jährlich . .	0,02 »

Fig. 11. Druckschwankungen in der Rohrleitung.





Als man die alte Leitung vor 35 Jahren errichtete, ist man ängstlich bestrebt gewesen, das hohe Gefälle zu brechen. Die neue Leitung nutzt jedes Meter aus, um gewinnbringende Kraft zu erzeugen. Die kurze Zeit des Bestehens der Anlage läßt doch schon mit ziemlicher Sicherheit schließen, daß es möglich ist, eine längere Gußrohrleitung durch-welliges Gelände mit hohen abwechselnden Drücken zu führen, und daß die angewendete Regelung vollauf ihre Dienste tut, sei es im Interesse des Kraftgewinnes, sei es im Interesse des Bestandes der Rohrleitung.

Untersuchung einer mittelbaren Dampfmaschinenregelung.[1]

Von Dr.-Ing. **W. Gensecke,** Charlottenburg.

(Auszug aus einem in den Mitteilungen über Forschungsarbeiten erscheinenden ausführlichen Bericht.)

(Schluß von S. 1824)

II) Versuche an einer Vierfach-Expansionsmaschine.

Die Versuchsmaschine ist eine normale Schiffsmaschine und arbeitet mit vierfacher Expansion. Je zwei Zylinder sind in Tandemform angeordnet. Die beiden Kurbeln sind um 90° versetzt. Mit der Maschine ist eine Gleichstromdynamomaschine unmittelbar gekuppelt. Die Steuerung der Maschine ist entsprechend ihrer ursprünglichen Bestimmung eine Umsteuerung und zwar die Klugsche. Das Schema der Steuerung ist in Fig. 9 dargestellt.

Als Regler wurde Beyers neuer Federregler angebracht. Maßgebend für die Wahl war in der Hauptsache, einen Regler zu haben, dessen Massen möglichst klein waren (daher Federregler), und dessen Eigenschaften für die Versuche schnell und leicht zu verändern waren. Insbesondere kam es darauf an, den Ungleichförmigkeitsgrad, der bei den Regelvorgängen eine sehr bedeutende, unter Umständen entscheidende Rolle spielt, in einfacher, schnell zu übersehender Weise verändern zu können. Die Bauart des Reglers ist allgemein bekannt und geht aus Fig. 10 und 11 hervor.

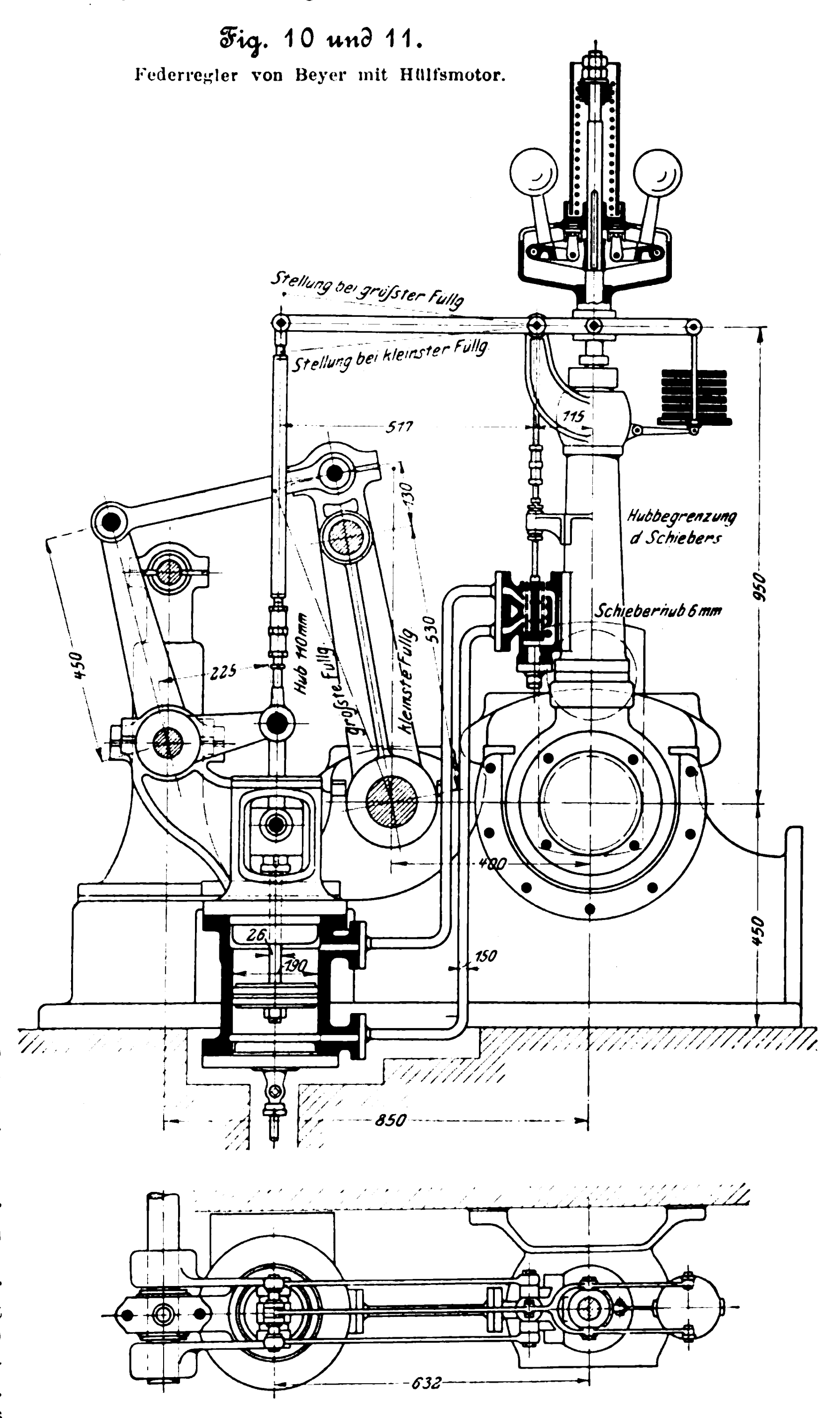
Fig. 9.

Die Energie des Reglers nimmt mit steigender Hülse stark zu. Der Unempfindlichkeitsgrad ε_r infolge der Eigenreibung ist stark veränderlich. ε_r wird von Tolle zu 0,012 für tiefste, zu etwa 0,021 für höchste Hülsenstellung angegeben. Der Unempfindlichkeitsgrad ist also ziemlich groß. Diese Tatsache war weniger erwünscht. Es wurde deshalb bei den Versuchen eine Vorrichtung angebracht, um dieser ungünstigen Eigenschaft möglichst entgegenzuarbeiten, um die Unempfindlichkeit zu null zu machen.

Der Hülfsmotor, bestehend aus einem Kraftzylinder und einem Steuerschieber, ist in seinem Zusammenhange mit dem Regler und der Dampfmaschinensteuerung in Fig. 10 und 11 dargestellt. Daß das »Prinzip der eindeutigen Zuordnung« von Reglerhülsen- und Kraftkolbenstellung (bezw. Füllungseinstellung) gewahrt ist, geht aus Fig. 10 ebenfalls hervor. Der Hub des Hülfsmotors beträgt 110 mm, entsprechend einer Verstellung der Steuerung von höchster Füllung Vorwärtsgang bis zur Mittelstellung zwischen Vorwärts- und Rückwärtsgang; s. Fig. 9.

Der als Kolbenschieber ausgebildete Steuerschieber ist in Fig. 12 bis 14 dargestellt.

Fig. 10 und 11.
Federregler von Beyer mit Hülfsmotor.

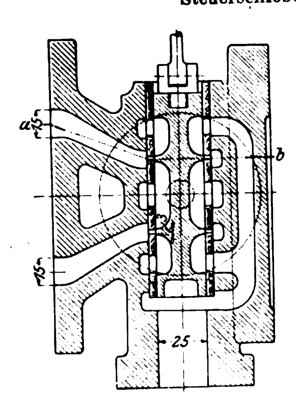


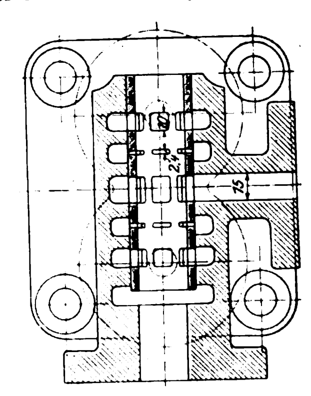
Die Versuche, die über den Regelvorgang angestellt wurden, hatten den Zweck, den tatsächlichen Verlauf festzustellen und gleichzeitig die Eigenschaften und die Wirkungsweise der einzelnen Regelorgane unter verschiedenen Voraussetzungen zu untersuchen. Das Drehmoment der Maschine ist als fest gegeben zu betrachten. Die Größe der Schwungmassen, die einen entscheidenden Einfluß bei der Regelung

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfmaschinen) werden an Mitglieder postfrei für 40 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

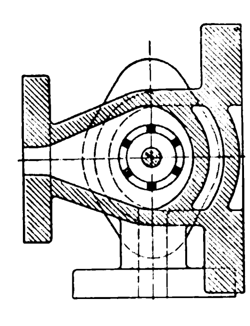
Fig. 12 bis 14.

Steuerschieber des Hülfsmotors.





Schnitt a-b.



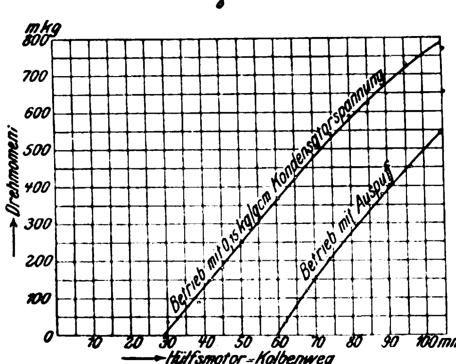
hat, bestimmt sich bei der Dampfmaschine allgemein aus der Bedingung, daß bei kleinstem Gewicht eine vorgeschriebene größte Ungleichförmigkeit der Drehbewegung nicht überschritten wird. Hülfsmotor und Regler müssen so beschaffen sein, daß unter diesen Voraussetzungen die Regelung den Anforderungen genügt.

Für die Versuche waren deshalb folgende Größen zu verändern:

die Schlußzeit des Hülfsmotors,
» Ungleichförmigkeit des Reglers,
» Unempfindlichkeit des Reglers.

Unter diesen Gesichtspunkten wurden die Versuche durchgeführt. Es wurden augenblickliche Belastungsänderungen durch Ein- und Ausschalten verschieden großer Leistungen vorgenommen und das Verhalten der Maschine dabei festgestellt. Zum Aufzeichnen der jeweiligen Geschwindigkeit stand ein Hornscher Tachograph zur Verfügung. Außerdem wurden die Bewegungen von Hülfsmotorkolben und Reglerhülse auf den Papierstreifen des Tachographen übertragen und dort in zwei weiteren Kurven aufgezeichnet. Der Hülfsmotor wurde besonders untersucht.

Fig. 15.



Ehe zur Besprechung der Versuche übergegangen wird, mögen noch zwei Fragen untersucht werden:

1) die Abhängigkeit des Drehmomentes vom Hülsenhub (die Theorie setzte einen linearen Zusammenhang voraus),

2) der etwa zu erwartende Einfluß der Aufnehmer.

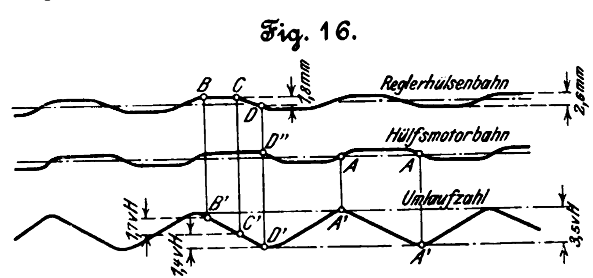
Der fast geradlinige Verlauf der Drehmomentkurven in Fig. 15 zeigt, daß die Voraussetzung linearer Abhängigkeit zwischen Drehmoment und Hülsenstellung sehr gut erfüllt ist. Ueber den Einfluß der Aufnehmer läßt sich folgendes sagen. Die Versuche ergaben, daß die Aufnehmerspannungen für alle Belastungen die gleichen blieben, was bei dieser Maschine dadurch ermöglicht ist, daß alle Zylinder geregelt werden. Die Maschine hat also die für Versuche sehr wertvolle Eigenschaft, daß die Aufnehmerwirkungen beim Regelvorgang verschwinden, daß die Hülfsmotorbahn gleichzeitig das Drehmomentdiagramm der Maschine ist.

Vorversuche

ergaben zunächst folgendes. Der Regler stellte die Maschine sicher ein, jedoch nahmen die Schwingungen bei Leerlauf nur bis auf 3,5 vH ab und blieben von da ab unverändert. Die Maschine zeigte stets das gleiche Verhalten. Ein bei diesem Zustand aufgenommenes Diagramm gibt Fig. 16 wieder. Es sind darin Umlaufzahl, Weg des Hülfsmotors und Weg der Reglerhülse aufgezeichnet. Aus dem Diagramm lassen sich leicht die Ursachen der andauernden Schwingungen ermitteln.

Fig. 16 zeigt zunächst, daß die Maschine im dynamischen Gleichgewicht ist, wenn der Hülfsmotor durch die (Beharrungs-) Stellung für Leerlauf hindurchgeht, d. h. daß in diesem Punkte

Fig. 16.

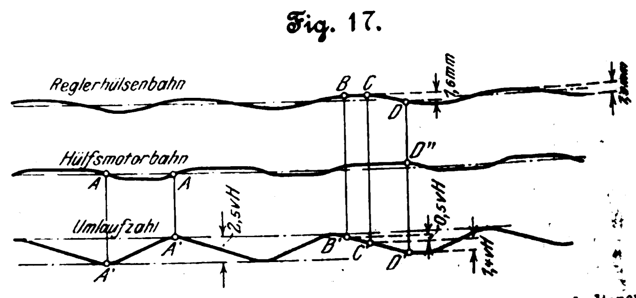


die Kurve der Umlaufzahlen eine wagerechte Tangente hat. (Punkte AA). Von Punkt B bis C beharrt der Regler in seiner Lage, und die Umlaufzahlen, zwischen denen er unempfindlich ist, reichen von B' bis C'. Der Unempfindlichkeitsgrad beträgt zahlenmäßig $\varepsilon_r = 1{,}7$ vH.

Im Punkte C setzt sich der Regler in Bewegung; der Hülfsmotor bleibt zunächst in Ruhe, bis die Muffe nach D gekommen ist und einen Weg von 1,8 mm durchlaufen hat. Dieser Weg muß hauptsächlich von der Deckung des Hülfsschiebers herrühren, da toter Gang in den Gelenken kaum nachzuweisen war. Eine Nachmessung des Steuerschiebers ergab eine Deckung von 0,8 mm auf jeder Seite, im ganzen also 1,6 mm. Bezieht man den Weg auf die Muffe, so ergibt sich gute Uebereinstimmung mit dem aus Fig. 16 abgelesenen Wert. Der Ausschlag der Umlaufzahl von C' bis D' (1,4 vH) rührt also im wesentlichen von der Deckung des Hülfsschiebers her.

Durch Verminderung der Unempfindlichkeit und der Deckung war also eine Verkleinerung dieser Schwingungen zu erwarten. Es wurde zunächst versucht, die Unempfindlichkeit des Reglers herabzusetzen. Dies wurde dadurch erreicht, daß an der Reglerhülse eine schwache Feder angebracht wurde, die mit einem Indikatorantrieb von etwa 7 cm Hub durch eine Schnur verbunden wurde. Hierdurch wurde eine pulsierend auf die Muffe wirkende Kraft hervorgerufen, d. h. ein künstlicher Rückdruck auf den Regler erzeugt, wodurch die Unempfindlichkeit notwendigerweise verkleinert werden mußte.

Fig. 17.



Die nach Anbringung dieser Vorrichtung erhaltenen Schwingungen sind bedeutend kleiner, s. Fig. 17. Statt der früheren Schwankung von 1,7 vH durch Unempfindlichkeit lassen sich jetzt nur noch etwa 0,5 vH nachweisen. Der Einfluß der Deckung des Hülfsschiebers (1,4 vH) ist natürlich noch vorhanden. Die Deckung wurde dann durch Abdrehen von 1,6 mm auf 0,4 mm verkleinert (0,2 mm auf jeder Seite),

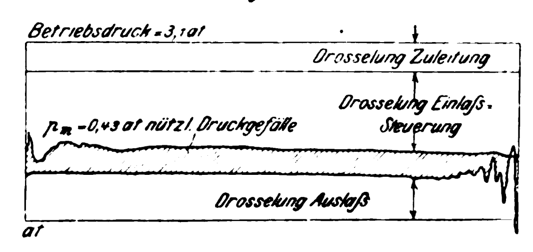
und die Folge war, daß die Schwingungen praktisch ganz verschwanden, was aus allen weiteren Regeldiagrammen hervorgehen wird.

Außer auf höchste Empfindlichkeit des Reglers ist demnach bei der Konstruktion des Hülfsschiebers besonderer Wert darauf zu legen, daß die Deckungen möglichst gleich null werden. Bei einer Deckung von 0,2 mm ergab sich eine praktisch völlig genügende Dichtheit des Schiebers, indem bei stillstehendem Hülfsmotor, also geschlossenen Steuerkanälen, nur ganz geringe Wassermengen aus dem Abflußrohr herauskamen.

Versuche am Hülfsmotor.

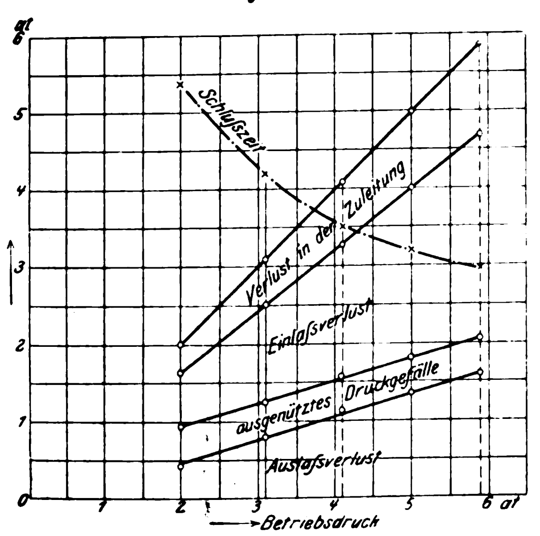
Die Untersuchung des Hülfsmotors wurde bei stillstehender Maschine durchgeführt. Der Durchmesser des Kraftzylinders beträgt 190 mm, sein Querschnitt 284 qcm. Eine

Fig. 18.



Wasserpressung von 1 at würde also, wenn sie voll zur Geltung käme, bereits 284 kg Verstellkraft erzeugen. Der Durchmesser der Zuleitungsrohre beträgt nur 15 mm, der Querschnitt 1,76 qcm. Etwa denselben Querschnitt haben die Schlitze des Steuerzylinders. Die Geschwindigkeit in den Zuleitrohren wird also 160 mal so groß sein wie die des Kraftkolbens. Große Drosselverluste sind deshalb unvermeidlich.

Fig. 19.



In der Tat zeigt das Indikatordiagramm Fig. 18, wie wenig von dem gesamten zur Verfügung stehenden Druck für die eigentliche Verstellung nutzbar gemacht wird.

Die Ergebnisse der Versuche sind in Fig. 19 enthalten. Es zeigt sich, daß das zur Verstellung ausgenutzte Druckgefälle für sämtliche Drücke fast genau dasselbe = 0,44 ist, d. h. daß die Verstellkraft unabhängig von der Geschwindigkeit ist, mit der sich der Kraftkolben bewegt.

Die nötige Verstellkraft ist

$$K = 284 \cdot 0{,}44 = 125 \text{ kg}.$$

Die Kraft zum Verstellen der Steuerung ist kleiner, da in K die Reibungswiderstände des Hülfsmotors mit enthalten sind. Der gesamte Drosselverlust ergab sich proportional dem Quadrat der Wassergeschwindigkeit.

In vorliegendem Falle hätte man die Schnelligkeit der Abschlußbewegung vergrößern können, wenn man unter Beibehaltung des Steuerschiebers und aller Rohrleitungen den Durchmesser des Hülfsmotorkolbens kleiner gewählt hätte. Nach Fig. 19 betragen bei 5 at Druck und einer Wassergeschwindigkeit von 5,5 m/sk die Drosselverluste 4,56 at. Verkleinert man die Kolbenfläche auf die Hälfte, so braucht man ein nützliches Druckgefälle von $2 \cdot 0{,}44 = 0{,}88$ at, kann also einen Drosselverlust von

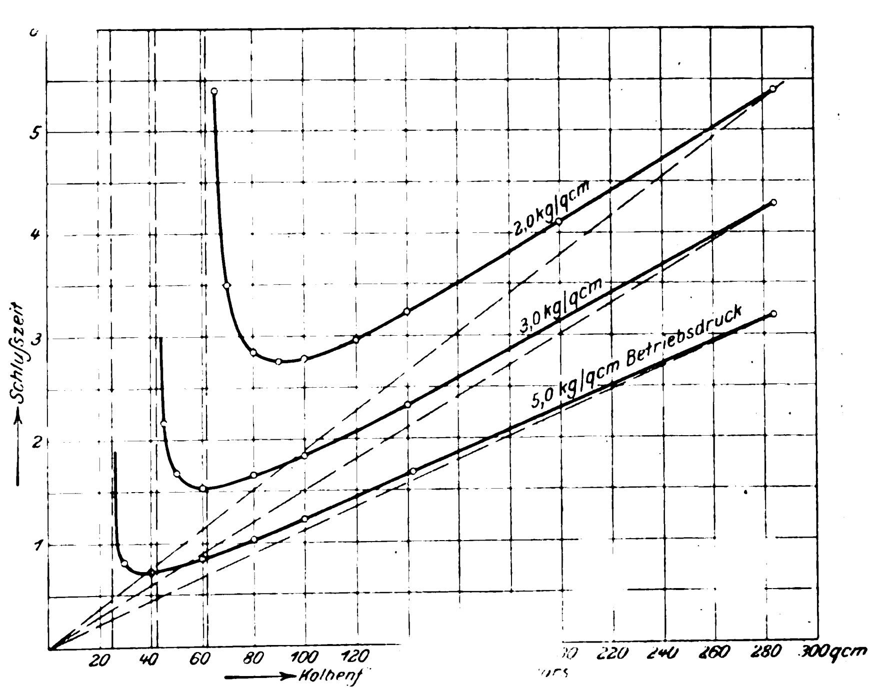
$$5{,}0 - 0{,}88 = 4{,}12 \text{ at}$$

zulassen, der bei einer Wassergeschwindigkeit in den Rohren von 5,25 m/sk eintritt. Dieser Wassergeschwindigkeit entspricht bei 142 qcm Kolbenfläche und 1,76 qcm Rohrquerschnitt eine Schlußzeit von

$$T_s = 1{,}68 \text{ sk},$$

während sie bei den ausgeführten Abmessungen $T_s = 3{,}2$ sk betrug. Verkleinert man den Hülfsmotorkolben weiter, so nimmt die Schlußzeit bis zu einer unteren Grenze ab, steigt dann wieder an und wird unendlich, wenn das Produkt aus Kolbenfläche und Betriebsdruck gleich der nötigen Verstellkraft geworden ist. In Fig. 20 ist die Abhängigkeit der Schlußzeit des Hülfsmotors von der Größe der Kolbenfläche für verschiedene Betriebsdrücke dargestellt. Hiernach läßt sich z. B. bei 5 at Wasserdruck und unter Beibehaltung der vorhandenen Steuer- und Zuströmkanäle die Schlußzeit bis auf 0,7 sk herabsetzen. Die Kolbenfläche beträgt dabei etwa 35 qcm. Praktisch darf man nicht soweit herabgehen, da die Fläche für kleinste Schlußzeit ziemlich nahe bei der Stelle liegt, wo die Schlußzeit unendlich groß wird. Verdoppelte sich aus irgend welchen Gründen der Widerstand der Steuerung, so würde die Verstellkraft nicht mehr ausreichen.

Fig. 20.



Anderseits kann der Wasserdruck sinken. Bei 2 at müßte z. B. die Fläche mindestens 62 qcm betragen, damit überhaupt eine Verstellung möglich wäre.

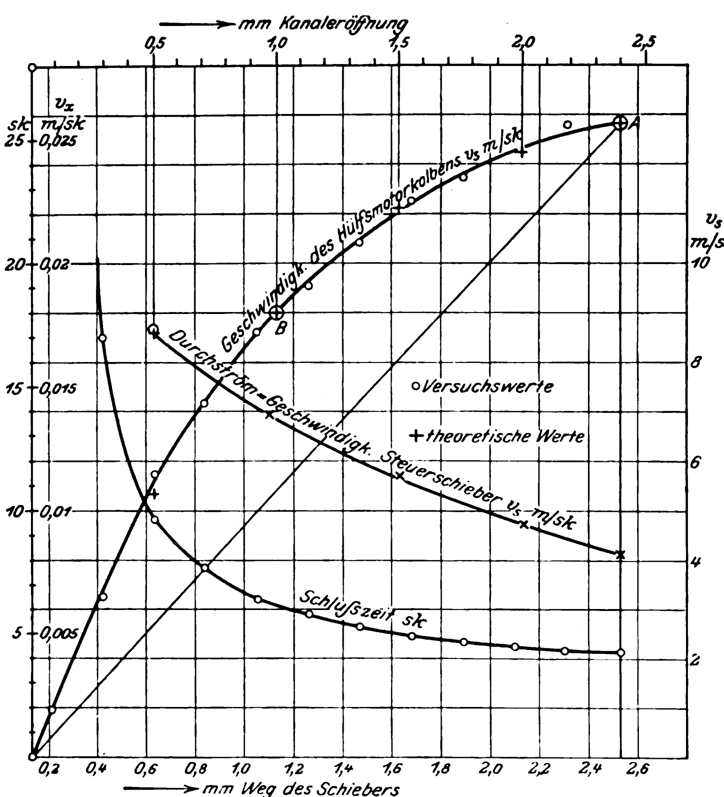
Rechnerisch läßt sich leicht der Kolbenquerschnitt bestimmen, bei dem die Schlußzeit einen Kleinstwert erreicht. Es wird

$$T_s = [T_s]_{\min} \text{ für } F_x' = \frac{3K}{2p},$$

d. h. die Schlußzeit wird am kleinsten, wenn die größte mögliche Kolbenkraft gleich $^3/_2 \times$ nötige Verstellkraft ist. Beachtenswert ist, daß die günstigste Fläche F_x' unabhängig von den Abmessungen der Rohrleitung ist.

Bis jetzt war das Verhalten des Hülfsmotors bei völlig geöffneten Kanälen des Hülfsschiebers untersucht worden.

Fig. 21.



Dabei arbeitete die Regelung mit gleichbleibender Geschwindigkeit des Hülfsmotors. Die Breite der Steuerkanäle beträgt bei der untersuchten Maschine nur 2,4 mm. Bei 3 mm Ausweichung der Reglerhülse wird bereits die Regelgeschwindigkeit unveränderlich, bis zu diesem Augenblick arbeitet der Hülfsmotor mit veränderlicher Regelgeschwindigkeit. Die vorliegenden Theorien über den Regelvorgang mit veränderlicher Regelgeschwindigkeit setzen voraus, worauf bereits hingewiesen wurde, daß die Geschwindigkeit des Hülfsmotorkolbens proportional dem freigegebenen Durchflußquerschnitt am Steuerschieber ist. Für den behandelten Fall ließ sich diese Abhängigkeit durch Versuch bestimmen.

Die Versuchsergebnisse sind in Fig. 21 dargestellt. Der Wasserdruck wurde bei dem Versuch unverändert gehalten. Fig. 21 zeigt, daß die Geschwindigkeit nicht proportional der Kanaleröffnung ist, sondern anfangs schneller, dann langsamer steigt. Die Abweichungen vom linearen Gesetz sind ziemlich erheblich. Der Grund dieses Verhaltens läßt sich leicht finden. Wären die Rohrleitungsverluste gleich null, so müßte die Strömgeschwindigkeit in den Steuerkanälen unveränderlich sein, da das für die Erzeugung der Geschwindigkeit zur Verfügung stehende Druckgefälle unveränderlich wäre. Durch die Reibung in der Leitung wird jedoch ein mit zunehmender Geschwindigkeit wachsender Teil des Druckes vernichtet. Daher muß die Strömgeschwindigkeit durch die Steuerkanäle mit wachsender Kanaleröffnung abnehmen.

Hauptversuche.

a) Einfluß verschiedener Schlußzeit des Hülfsmotors.

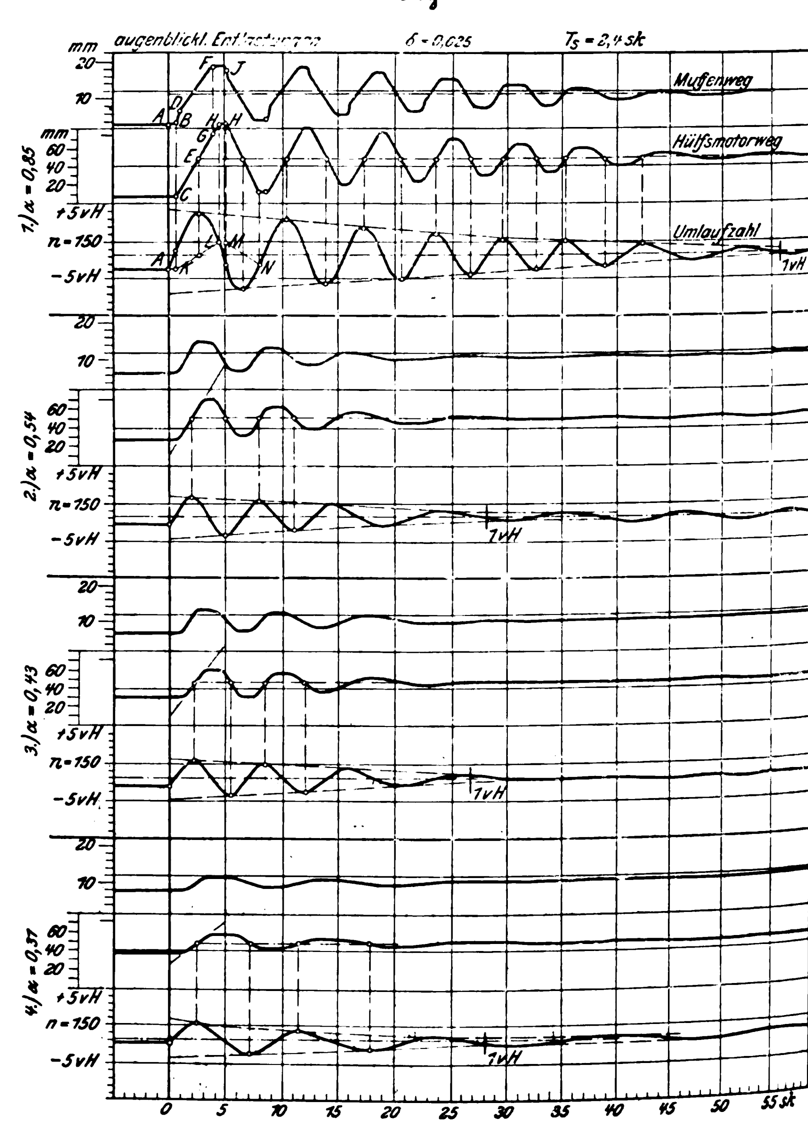
Die erste Versuchsreihe wurde bei gleichbleibender Ungleichförmigkeit des Reglers durchgeführt. Verändert wurde der Wasserdruck und damit die Schlußzeit des Hülfsmotors.

Bei den Versuchen wurde die Maschine mit Auspuff betrieben.

Die Entlastungsversuche der ersten und der letzten Versuchsreihe sind in Fig. 22 und 23 dargestellt.

Wie sich der Regelvorgang abspielt, möge an Hand von Fig. 22 erläutert werden. In A findet die Entlastung statt. Dem Ueberschuß des treibenden Momentes gemäß steigt die Umlaufzahl an. Die Reglerhülse beginnt ebenfalls in A zu steigen. Der Hülfsmotor tritt in Tätigkeit, sobald die Muffe den Hülfsschieber um den Betrag seiner Ueberdeckung verstellt hat. Das ist der Fall, wenn die Hülse nach B gelangt ist, entsprechend dem Punkt C der Hülfsmotorbahn. Von C aus steigt die Hülfsmotorbahn geradlinig an und geht bei E durch die Gleichgewichtlage für den neuen Beharrungszustand. In diesem Augenblick ist der Ueberschuß des Drehmomentes, mithin auch die Beschleunigung der Schwungmassen, gleich null; d. h. die Umlaufzahl hat ihren Höchstwert erreicht und fällt von jetzt an wieder ab. Der nach oben gerichtete Muffendruck wird kleiner und im Punkt F gleich null. Die Hülse bleibt stehen und geht dann zurück. Dem Punkt F der Reglerhülsenbahn entspricht Punkt G der Hülfsmotorbahn. Die Reglerbahn hat in F ihre höchste Stellung erreicht, die Hülfsmotorbahn steigt noch weiter bis H. Der Höhenunterschied von G bis H entspricht also dem Wege, den der Hülfsmotor durchlaufen muß, um die geöffneten Steuerkanäle des Steuerschiebers abzuschließen. Ist die Reglerhülse bis J gesunken, so sind die Steuerschieberdeckungen durchlaufen, der Hülfsmotor wird umgesteuert und geht geradlinig zurück. Bei der Hülsenbahn ist zu beachten, daß die Muffenbewegung bis zum

Fig. 22.



Punkt D unter dem ungestörten Einfluß der Verstellkraft steht. In D ist die Hubbegrenzung des Steuerschiebers erreicht, und von da ab sind Reglerhülse und Hülfsmotorkolben kraftschlüssig miteinander gekuppelt. Von D bis F muß die Reglerhülsenbahn also ebenfalls geradlinig verlaufen.

Aehnlich dieser ersten Schwingung verlaufen die nächstfolgenden. Zum Schluß nimmt die Geschwindigkeit des Hülfsmotors ab, die Hülfsmotorbahn verläuft flacher. Dieser Fall tritt ein, sobald die Geschwindigkeit der Reglerhülse kleiner wird als die des Hülfsmotors bei ganz geöffneten Steuerkanälen. Besonders hervorzuheben ist noch, daß jedesmal, wenn die Hülfsmotorbahn durch die Gleichgewichtstellung für den neuen Belastungszustand geht, die Umlaufzahl einen Größt- oder Kleinstwert erreicht, daß also die Aufnehmer keinen Einfluß auf die Regelung haben. Um den Regelvorgang mit der früheren theoretischen Darstellung in Einklang zu bringen, ist die der Hülfsmotorbahn entsprechende Kurve der Umlaufzahl (Linienzug $A\ K\ L\ M\ N$) eingetragen

Fig. 23.

worden. Man sieht, daß der Regelvorgang sich anfangs etwa so vollzieht, wie er in Fig. 5 (S. 1822) dargestellt ist.

Der weiteren vergleichenden Betrachtung der einzelnen Versuche sind nur die Entlastungen zugrunde gelegt worden. Der größte Ausschlag der Umlaufzahl sollte proportional dem Quadrat des Entlastungsgrades, einfach proportional der Schlußzeit T_s sein:

$$\frac{\Delta\, n_{\max}}{n_0} = \frac{\alpha^2}{2}\,\frac{T_s}{T_a}.$$

Die Darstellung der Versuchsergebnisse in Fig. 24 zeigt, daß bei den großen Entlastungsgraden ($\alpha = 0{,}85$) der größte Ausschlag in der Tat der Schlußzeit proportional ist. Bei kleinen Entlastungsgraden ($\alpha = 0{,}31$) ergibt sich jedoch, daß die Schlußzeit einen nennenswerten Einfluß auf die Größe der stärksten Schwankung der Umlaufzahl scheinbar nicht mehr hat. Fig. 24 läßt weiter erkennen, daß die größte Schwankung sich nicht mit dem Quadrat des Entlastungsgrades α ändert, sondern viel langsamer ansteigt.

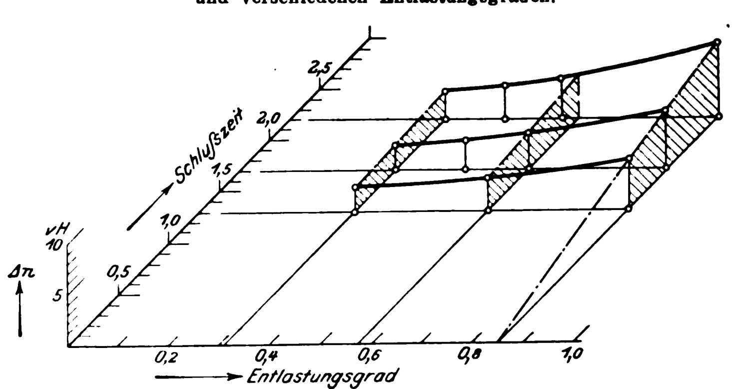
Die zahlenmäßigen Ergebnisse der Versuche mit veränderlicher Geschwindigkeit des Hülfsmotors sind, daß bei einem Entlastungsgrad $\alpha = 0{,}85$ der größte Ausschlag der Umlaufzahl 7,3 vH bei 2,4 sk Schlußzeit beträgt und daß $\Delta\, n_{\max}$ bis 5 vH bei 1,4 sk Schlußzeit sinkt. Bei einem Entlastungsgrad von etwa $\alpha = 0{,}3$ beträgt die Schwankung in allen Fällen etwa 2,5 vH.

Die Dauer des Regelvorganges ist in Fig. 25 dargestellt, und zwar ist als Ende des Regelvorganges der Augenblick angesehen worden, wo die gesamte Schwankung der Umlaufzahl um die Gleichgewichtlage kleiner als 1 vH wird. Die Regeldauer war

$$\Theta = \frac{1}{2\,\delta\,T_a}\,\alpha^2\,T_s^2.$$

Fig. 24.

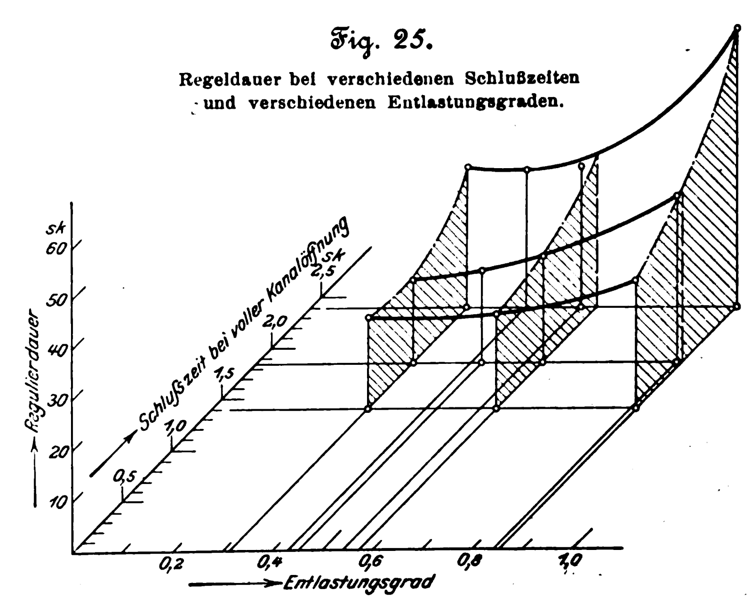
Größte Schwankung der Umlaufzahl bei verschiedenen Schlußzeiten und verschiedenen Entlastungsgraden.



Θ sollte mit dem Quadrat des Entlastungsgrades und mit dem Quadrat der Schlußzeit wachsen. Der erhebliche Einfluß der Schlußzeit, besonders bei großen Entlastungsgraden, geht aus Fig. 25 hervor. Die Regeldauer steigt von 28 auf 56 sk, wenn die Schlußzeit von 1,4 auf 2,4 sk erhöht wird. Bei einem Entlastungsgrade von $\alpha = 0{,}3$ haben wir für die gleichen Schlußzeiten 16 und 28 sk Regeldauer. Bei kleinen Entlastungsgraden macht sich der Einfluß von T_s weniger geltend.

Fig. 25.

Regeldauer bei verschiedenen Schlußzeiten und verschiedenen Entlastungsgraden.

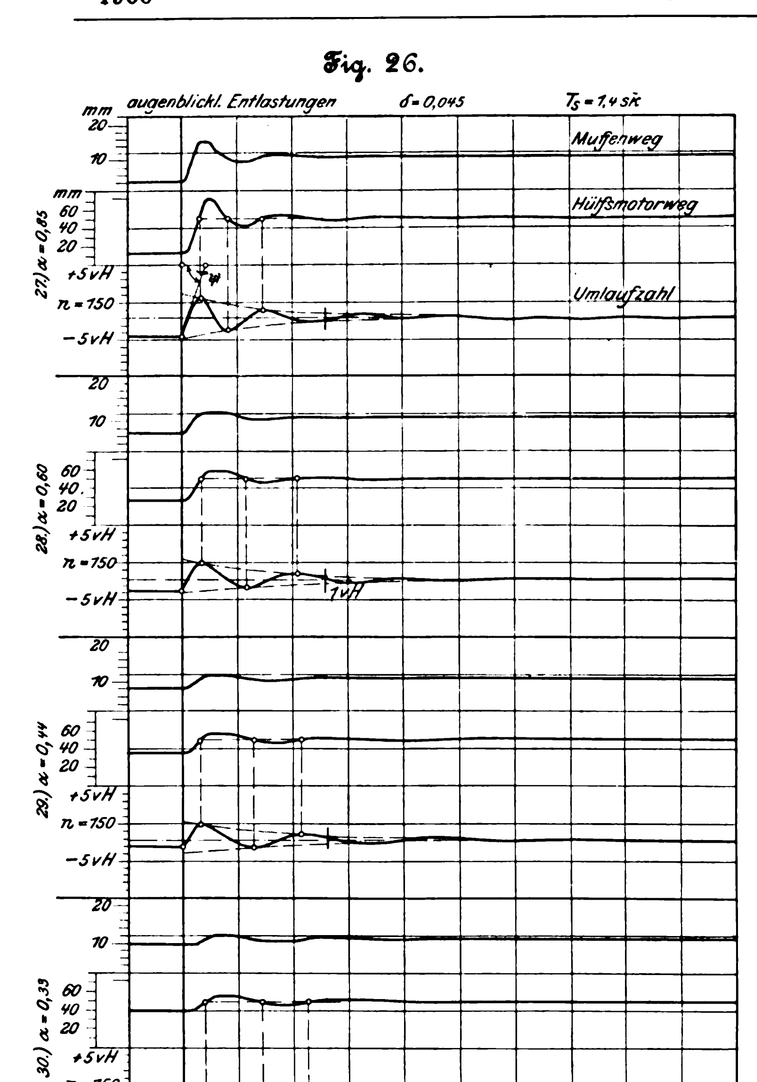


b) Einfluß der Ungleichförmigkeit des Reglers.

Um das Verhalten der Regelung bei verschiedenen Ungleichförmigkeitsgraden zu prüfen, wurden zwei weitere Versuchsreihen durchgeführt. Der Regler wurde auf 3,0 und auf 4,5 vH Ungleichförmigkeitsgrad eingestellt.

Die bei 4,5 vH Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers vorgenommenen Entlastungsversuche sind in Fig. 26 enthalten.

Der günstige Einfluß eines großen Ungleichförmigkeitsgrades auf die Schnelligkeit, mit der die Schwingungs-



amplituden abnehmen, geht aus den Regeldiagrammen deutlich hervor. Zwar wird die größte Schwankung der Umlaufzahl nicht kleiner, was auch die theoretische Betrachtung ergeben hatte, aber der neue Gleichgewichtzustand wird viel schneller erreicht. Die Dauer der Regelung sinkt bei einem Entlastungsgrad $\alpha = 0{,}84$ von 28 sk auf 15 sk, wenn der Ungleichförmigkeitsgrad von 2,5 auf 4,5 vH erhöht wird.

Folgerungen.
Bedingungen für eine gute Regelung.

Der wirkliche Regelvorgang stimmt mit dem theoretischen gut überein, solange die Voraussetzung unveränderlich bleibender Geschwindigkeit des Hülfsmotors erfüllt ist. Die Versuche zeigten, daß von einem bestimmten Entlastungsgrad an oder auch von einem bestimmten Augenblick beim Regelvorgang an diese Voraussetzung nicht mehr erfüllt ist, daß von da an die Geschwindigkeit des Hülfsmotors abnimmt. Die Schwingungen werden also in Wirklichkeit langsamer zur Ruhe kommen, als die theoretische Betrachtung ergibt. Ein Versuch, dem Umstande Rechnung zu tragen, daß die Regelgeschwindigkeit veränderlich ist, würde große Schwierigkeiten bereiten. Von einem bestimmten Augenblick an wird die Leistungsfähigkeit des Hülfsmotors nicht mehr ausgenutzt, weil die Schnelligkeit des Reglers kleiner als die des Hülfsmotors bei ganz geöffneten Kanälen wird. Da die Geschwindigkeit des Hülfsmotors nicht größer werden kann als die der Reglerhülse, so stellt sich gleiche Geschwindigkeit dadurch ein, daß der Hülfsmotor schon bei teilweiser Oeffnung der Steuerkanäle, also bei vermehrter Drosselung, dem Regler folgt. Will man die größte Geschwindigkeit des Hülfsmotors möglichst gut ausnutzen, so sind dazu erforderlich:

1) möglichst kleine Deckungen des Steuerschiebers und möglichst schmale Kanäle; (Der strengen Erfüllung dieser Forderung stehen praktische Bedenken gegenüber. Führt man den Schieber mit geringster Kanalbreite aus, so wird beim Abschließen die lebendige Kraft der in Bewegung befindlichen Flüssigkeit fast augenblicklich vernichtet. Daraus können sehr starke Stöße entstehen, die unter Umständen die Leitung zertrümmern. Diese Stöße lassen sich vermeiden, wenn infolge genügend großer Kanalbreite der Abschluß allmählich geschieht. Man wird beim Entwurf beide Gesichtspunkte zu beachten haben.)

2) ein möglichst schnell sich bewegender Regler (Federregler, die mit hoher Umlaufzahl laufen, entsprechen dieser Bedingung am besten).

Weiter kann über den Einfluß der Konstruktionsdaten der Kraftmaschine und der Regelung folgendes bemerkt werden. Beim Regelvorgang mit Schwingungen war große Ungleichförmigkeit des Reglers erwünscht, mit Rücksicht auf schnelle Beendigung der Schwingungen und sicheres Einstellen des Beharrungszustandes. Beim aperiodischen Regelvorgang hatte eine kleine Ungleichförmigkeit den Vorteil kleinster Umlaufschwankung überhaupt und schnellster Annäherung an die Gleichgewichtlage. Der erste Fall ist als der normale anzusehen. Deshalb sollte die Ungleichförmigkeit genügend groß gemacht werden. Der zweite Fall stellt immer eine derart günstige Regelung dar, daß eine etwas größere Ungleichförmigkeit kaum als Nachteil empfunden wird. Ist mit Rücksicht auf gleichbleibende Maschinengeschwindigkeit kleiner Ungleichförmigkeitsgrad verlangt, so kann man mit δ um so mehr herabgehen, je höherwertig Hülfsmotor und Regler sind.

Aehnliche Gesichtspunkte sind maßgebend für die Größe der Anlaufzeit. Beim aperiodischen Regelvorgang war kleine Anlaufzahl vorteilhaft; sobald Schwingungen auftreten, ist großes T_a von Nutzen. Große Anlaufzeit ist in diesem Falle günstig für kurze Regeldauer und vermindert die Umlaufschwankungen:

$$\frac{\varDelta n}{n_0} = \frac{1}{2\,T_a}\,u^2\,T_s.$$

Große Schwungmassen zusammen mit möglichst hoher Umlaufzahl sind deshalb weitere Grundlagen für eine gute Regelung.

Vergleich zwischen Dampfturbine und Kolbenmaschine.

Die Eigenschaften der Kraftmaschinen, welche auf die Regelfähigkeit Einfluß haben, sind in der Anlaufzeit

$$T_a = \frac{\pi\,J}{30\,D_0}\,n_0 \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

enthalten. Sieht man von Nebenwirkungen (z. B. Aufnehmereinflüssen) ab, so kann man die Anlaufzeit als Gütemaßstab für die Regelfähigkeit ansehen.

Bei Dampfturbinen ist für die Regelung ihre sehr hohe Umlaufzahl äußerst wertvoll. Sie bewirkt, daß bei gegebener Leistung das Drehmoment verhältnismäßig klein wird, und die Anlaufzeit kann trotz sehr kleiner Schwungmassen größer werden als die normaler Kolbendampfmaschinen mit schweren Schwungrädern.

Die Anlaufzeit einer Kraftmaschine läßt sich aus einem Entlastungsversuch bestimmen. Im Augenblick der Entlastung um den Betrag D_0 ist die Neigung der Umlaufkurve

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{d\,n}{d\,t} = \frac{30\,D_0}{\pi\,J};$$

mithin wird die Anlaufzeit

$$T_a = \frac{n_0}{\operatorname{tg}\psi}.$$

In dem Tachogramm bestimmt die Tangente, die man an die Kurve der Umlaufzahl im Augenblick der Entlastung legt, eine Zeit t_a und eine zugehörige Umlaufsteigerung um $\varDelta n_a$:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\varDelta n_a}{t_a}.$$

Damit ergibt sich die Anlaufzeit

$$T_a = \left(\frac{n_0}{\Delta n_a}\right) t_a.$$

Steht nur ein Versuch mit einem Entlastungsgrad α zur Verfügung, und bezeichnet man die Zeit für die Erhöhung Δn_a der Umlaufzahl mit t_a', so ist die Anlaufzeit

$$T_a = \left(\frac{n_0}{\Delta n_a}\right) t_a' \alpha.$$

Zur Bestimmung der Anlaufzeiten von Dampfturbinen (s. Fig. 27 und 28) standen mir Entlastungsversuche an zwei Turbinen zur Verfügung. Es ergaben sich Werte von derselben Größenordnung wie bei Kolbenmaschinen:

300 KW-Parsons-Turbine	T_a = 18 sk
1500 PS-Zoelly-Turbine	T_a = 29 »
150 PS-Vierfach-Expansionsmaschine	T_a = 14 »
150 PS-Dreifach-Expansionsmaschine (Maschinenlaboratorium) nach Fig. 1	T_a = 18 »

Daß Aufnehmerwirkungen bei der Dampfturbine nur von geringem Einfluß sein können, hat Stodola nachgewiesen (Stodola, Dampfturbinen, 3. Aufl. S. 221). Liegen also schon durch die Eigenschaften der Maschine bei den Dampfturbinen sehr günstige Bedingungen für eine gute Regelung vor, so kommt noch ein weiterer Umstand hinzu. Bei Dampfturbinen muß man den Regler langsamer als die Turbine laufen lassen. Diese Uebersetzung ins Langsame wird natürlich so gering wie möglich gemacht; man kommt daher auf schnellaufende Regler, die sich unter den günstigsten Bedingungen bauen lassen. Umgekehrt haben Kolbenmaschinen

Fig. 27.

Parsons-Turbine von 300 KW, Linz.
300 KW augenblickliche Entlastung.

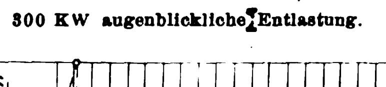
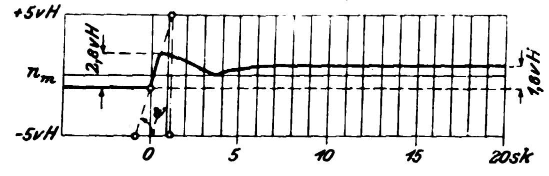
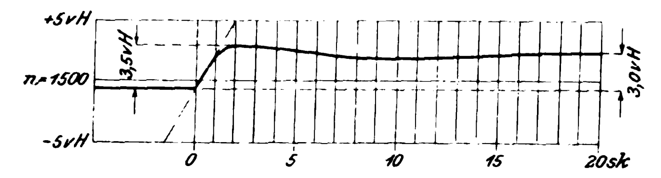



Fig. 28.

1500 pferdige Zoelly-Turbine, Berlin-Nonnendamm.
840 KW augenblickliche Entlastung.



meist eine Umlaufzahl, die für einen guten Regler zu gering ist. Trotzdem findet man vielfach Regler ausgeführt, die nur wenig oder überhaupt nicht schneller laufen als die Maschine. Auch diese Tatsache scheint ein Grund dafür zu sein, daß die Dampfturbinen den Kolbenmaschinen in bezug auf Regelfähigkeit praktisch meist überlegen sind.

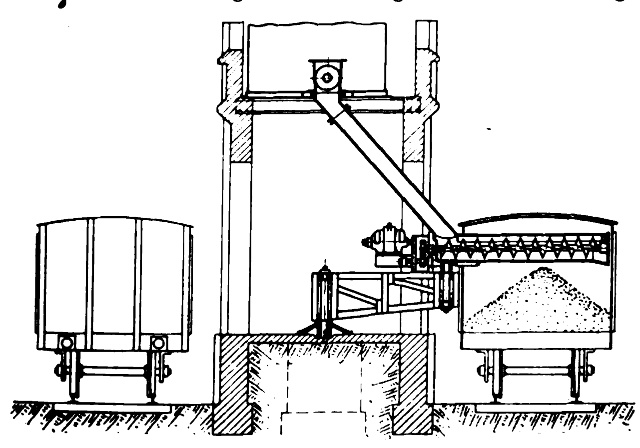
Neuere Fördermittel und Lageranlagen für Kalisalz,

gebaut von Amme, Giesecke & Konegen A.-G., Braunschweig[1]).

Von **M. Buhle**, Professor in Dresden.

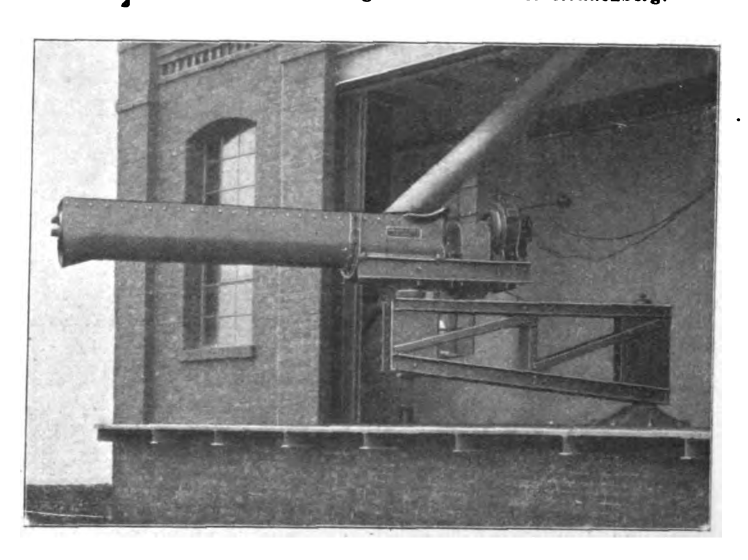
Einer der jüngsten Vertreter der Massentransportgüter, dessen Bedeutung für Deutschland von Jahr zu Jahr steigt, ist das Kalisalz, das infolge der stetig fortschreitenden Erschließung neuer Felder in immer größeren Mengen zur Verfrachtung kommt. Dieser Umstand hat einige neue Fördermittel[2]) und Förderanlagen entstehen lassen, die als Vorbilder

Fig. 1. Vorrichtung zum Beladen gedeckter Eisenbahnwagen.



für die zahlreichen Umschlagstellen angesehen werden können, an denen die Verladung wirtschaftlich und technisch noch nicht auf der Höhe ist. An den Bergwerken handelt es sich dabei vor allem um die Beförderung in die Eisenbahnwagen, an den Flüssen um die Umladung aus den Eisenbahnwagen in die Schiffe. Einen Schluß auf die zu befördernden Mengen gestattet schon die bemerkenswerte Tatsache, daß der übliche Tagesversand eines Kaliberg-

Fig. 2. Verladevorrichtung der Alkaliwerke Ronnenberg.



werkes etwa 40 bis 60 Wagenladungen beträgt, und daß nach vielen Umschlagplätzen an Elbe und Weser sechs und mehr Bergwerken als Versender in Betracht kommen.

Die in Fig. 1[1]) dargestellte Vorrichtung zum Beladen gedeckter Eisenbahnwagen mit Schüttgut dient bei der in

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Lager- und Ladevorrichtungen) werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2]) Vergl. auch des Verfassers Ausführungen in der Deutschen Bauztg. 1904 S. 547 Fig. 22 u. 23, sowie in Stahl u. Eisen 1906 S. 790.

[1]) Vergl. auch Buhle, Technische Hülfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern, III. Teil, Berlin 1906 S. 221.

Fig. 2 veranschaulichten Verladevorrichtung[1]) der Alkaliwerke Ronnenberg A.-G. (bei Hannover) dazu, das in der Rohsalzmühle zermahlene, aus der Grube geförderte Salz in Haufen in die einzelnen Wagen auszuschütten. Das Salz liegt also nicht mehr, wie früher wohl allgemein üblich, abgesackt in den Wagen, sondern es wird selbsttätig so auf den Boden des Eisenbahnwagens ausgeschüttet, daß sich zwei Kegel, je rechts und links von der Wagentür, bilden, die zwischen sich einen Raum frei lassen, so daß die Arbeiter bei der Ankunft am Entleerungsplatz leicht in den Güterwagen eintreten können. Die Schnecke läßt sich sehr leicht aus dem beladenen Wagen zurückziehen und ebenso leicht in den neu ankommenden und zu beladenden Wagen einführen, so daß ein flotter Betrieb ermöglicht ist. Fig. 2 zeigt auch den Elektromotor als einen Bestandteil des Fördermittels; der Strom kann durch ein freihängendes Kabel oder in einer durch die Bauweise verdeckten Form zugeführt werden.

Amme, Giesecke & Konegen A.-G. haben diese Verladevorrichtung bei den von ihnen erbauten Salzmühlen, die häufig in Verbindung mit den Kalibergwerken errichtet werden, stets zur Ausführung gebracht, so u. a bei den Gewerkschaften Alexanderhall in Berka a. d. Werra[2]), Hildesia in Diekholzen bei Hildesheim usw. Nach dem Durchgang durch die für die Zerkleinerung dienenden Maschinen der Mühle gelangt das Salz mittels Elevatoren und Schnecken schließlich in den in Fig. 1 erkennbaren Behälter und von dort in die Verladevorrichtung. Es kann aber auch zu Absackstellen geführt werden und wird dann als Sackgut in die Wagen verladen.

Fig. 3 stellt ein Fördermittel dar, wie es zweckmäßig dort verwendet wird, wo das Salz von der Eisenbahn nach dem Flußfahrzeug verladen wird Solche Plätze sind namentlich an Elbe und Weser sowie deren Nebenflüssen zahlreich vorhanden. Es liegt das Bestreben vor, mit dem Salz die Wasserstraße schnellstens zu erreichen und den Eisenbahnweg möglichst kurz zu halten. So haben sich in der letzten Zeit, um nur die Weser zu erwähnen, verschiedene Plätze, z. B. Hannoversch-Münden, Hameln, Holzminden und Celle, deren Umschlag früher nur gering war, zu einem bedeutenden Verkehr emporgeschwungen. An allen diesen Stellen werden die Eisenbahnwagen am Ufer entlang aufgestellt und das Salz durch Karren in die daneben liegenden Weserschiffe verbracht. Erhebliche Schwierigkeiten treten dabei insbesondere dann auf, wenn infolge schwankenden Wasserstandes beträchtliche Höhenunterschiede zwischen den Eisenbahnbetriebsmitteln und dem Flußfahrzeug vorkommen. Auch ist die Leistung des Umladens beschränkt, da die Beförderung durch Schubkarren naturgemäß keine

Fig. 3. Fahrbarer Gurtförderer.

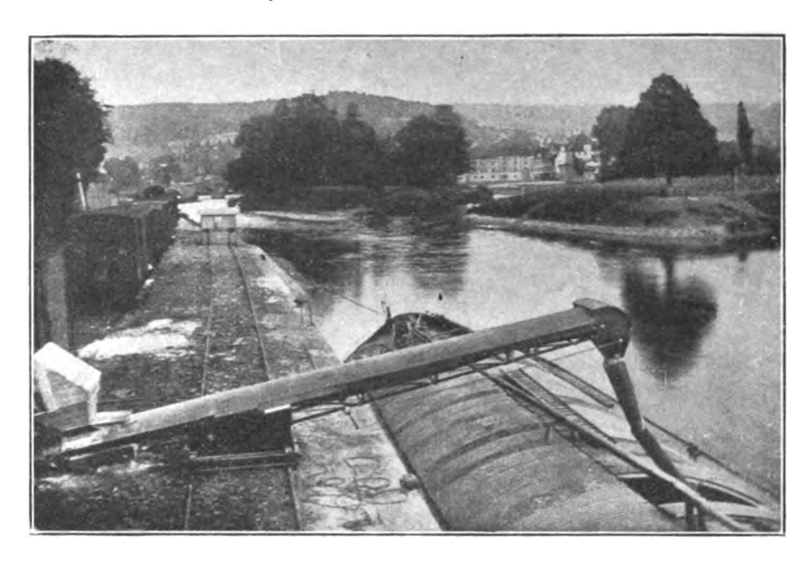
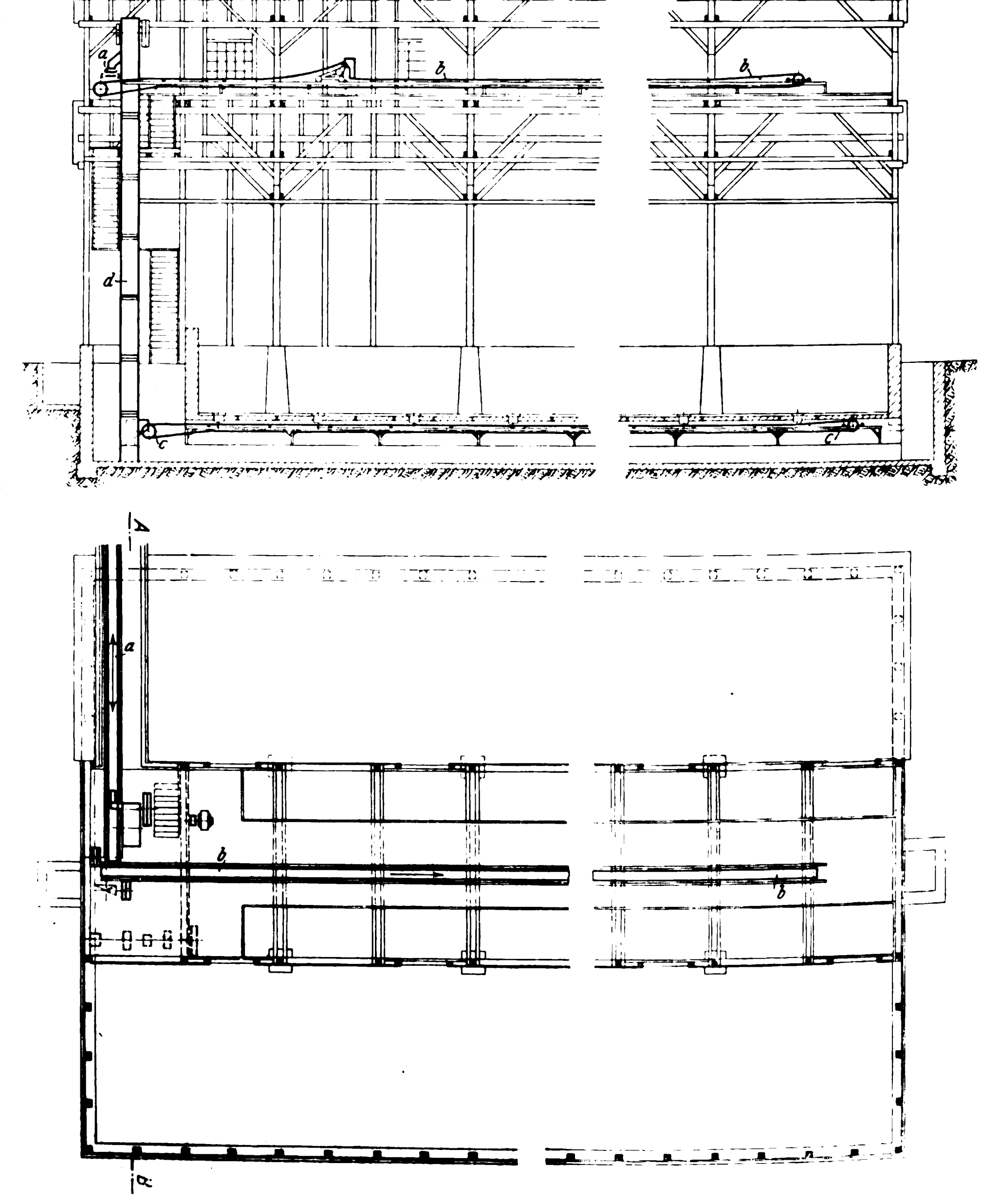


Fig. 5 bis 7. Salzlagerschuppen



[1]) D. R. P. 166896.

[2]) Z. 1904 S. 335 u. f.; vergl. besonders Fig. 2 und 3.

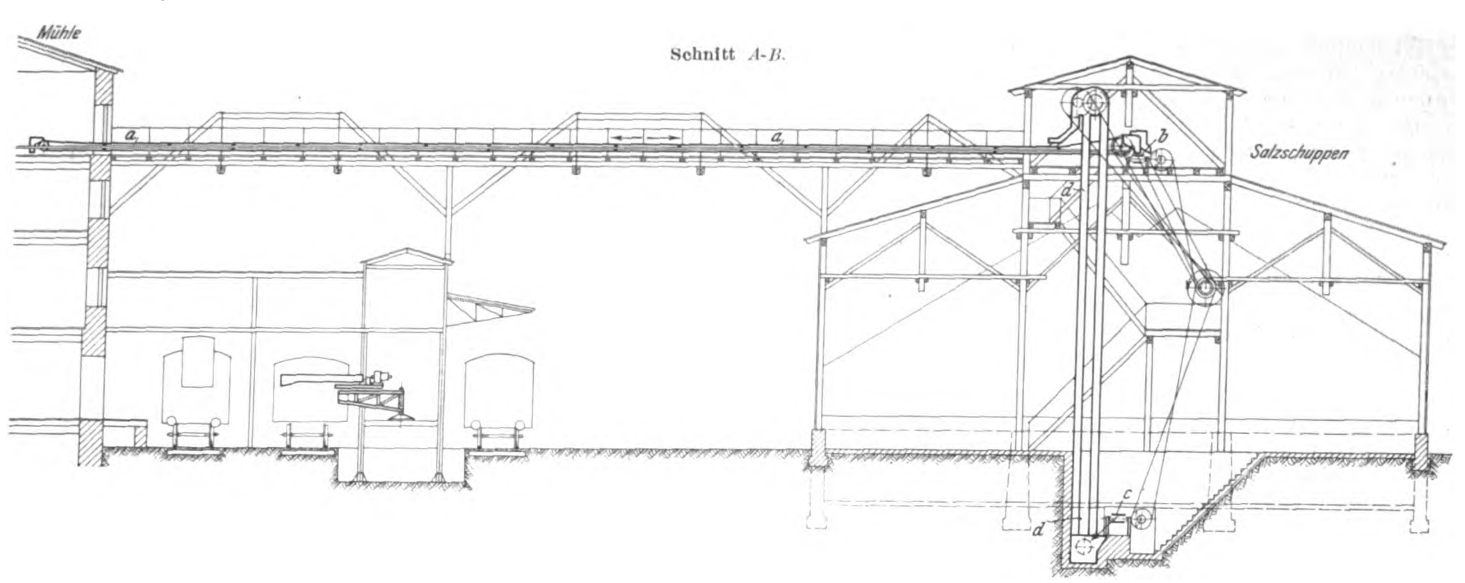
besondere Ausdehnung zuläßt. Der fahrbare Gurtförderer [1], Fig. 3, hilft diesem Uebelstande dadurch ab, daß er einmal die Strecke zwischen Eisenbahnwagen und Kahn überbrückt und dann das Salz ständig auf eine solche Höhe hinaufführt, daß die Verladung auch bei höchstem Wasserstand möglich bleibt. Ein ausziehbares, um ein Kugelgelenk bewegliches Verladerohr sorgt außerdem dafür, daß die ganze Schiffbreite ohne Trimmarbeit beladen werden kann.

Der in Fig. 4 dargestellte Bandförderer ist dem vorigen insofern ähnlich, als er ebenfalls auf Räder gesetzt ist und so an beliebigen Stellen benutzt werden kann. Er dient besonders zur Beförderung von Säcken, und da, wie gesagt, das Kali zum Teil auch in Säcken verfrachtet wird, so findet die Einrichtung auch hierbei Verwendung. Sie ist um eine wagerechte Achse schwenkbar, und es ist möglich, durch eine geeignet gebaute (in der Figur nicht dargestellte) Stütze das Band in eine beliebige Schräglage zu bringen. Selbstverständlich ist auch die Förderung andrer Sackware (Getreide, Mehl u. dergl.) darauf möglich; der Förderer ist überall dort zweckmäßig, wo es sich um die Ueberbrückung einer kurzen Strecke (etwa 8 bis 15 m) für selbsttätigen Transport von Sackware handelt. Eine größere Anzahl dieser Bandförderer ist u. a. nach einem Hafenort des Parana

Von der Mühle führt in einem hoch liegenden Brückensteg ein Gurtförderer *a*, Fig. 5, nach dem Salzschuppen, der in seiner ganzen Länge durch einen darüber hinführenden zweiten Bandförderer *b* beherrscht wird. Das Salz wird frei im Raum ausgeschüttet und kann dem Lager durch ein Kanal-Förderband *c* entnommen werden. Die Hebung erfolgt durch einen Salzelevator *d*, der unter Benutzung des Bandes *a* das Salz nach der Verladestelle trägt. Die Vorteile eines solchen Salzlagers für den Bergwerkbetrieb bestehen, abgesehen von solchen, die mit der jeweiligen Marktlage in Zusammenhang stehen, besonders auch darin, daß Feierschichten wegen Mangels an Wagen vermieden werden können und der gesamte Betrieb — weil elastisch — stetiger gestaltet werden kann.

Selbstverständlich erfordern die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Kalisalzes eine besondere Berücksichtigung bei der Bauart ihrer Fördermittel. Es ist nach langjähriger Arbeit gelungen, einwandfreie Konstruktionen herzustellen, die allen Anforderungen auch an die Beförderung von hygroskopischen Kalisalzen Rechnung tragen. Es ist wichtig, hierauf hinzuweisen, da Enttäuschungen nicht ausbleiben können, wenn die, welche nicht über hinreichende Erfahrung auf diesem Gebiet

mit Fördereinrichtungen.



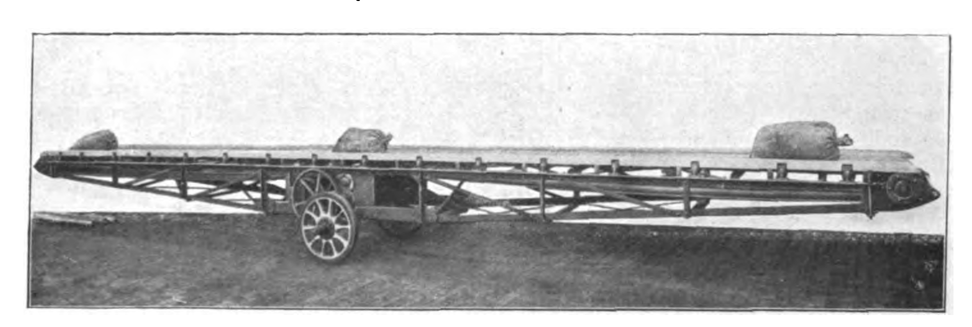
in Süd-Amerika geliefert worden, um dort für die Getreideverschiffung zu dienen.

Wie beim Transport aller Massengüter, hat sich auch beim Düngesalz die Notwendigkeit der zwischengängigen Lagerung herausgestellt, und die in Fig. 5 bis 7 und Fig. 8

verfügen, ohne weiteres die bekannten Fördermittel auch für den Salztransport verwenden wollten, weil sie sich bei andern, einfacher zu bewegenden Gütern schon bewährt haben.

Fig. 8 bis 12 zeigen eine für J. H. Bachmann, Bremen [1]),

Fig. 4 Fahrbarer Bandförderer.



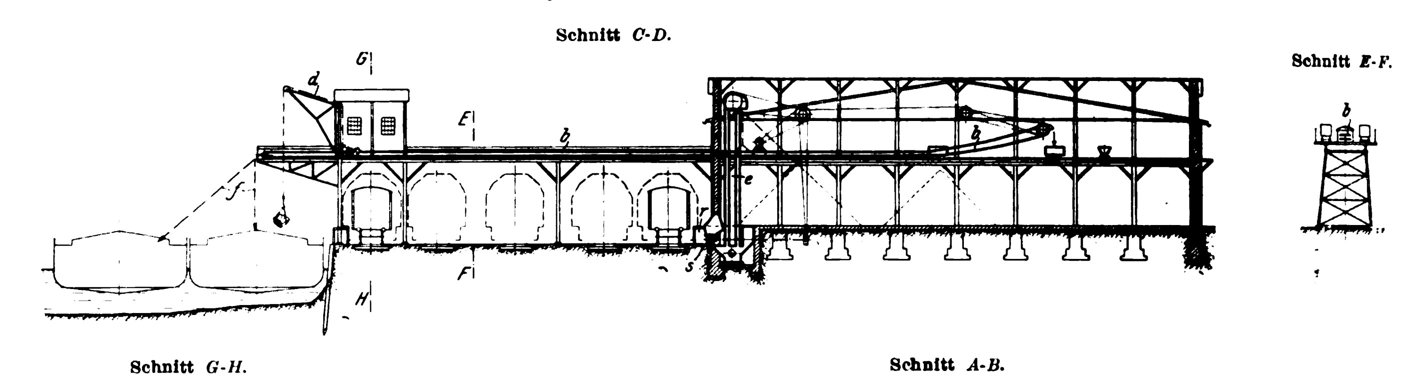
bis 12 wiedergegebenen Anlagen weisen je eine Lagerung zwischen Mühle und Eisenbahnwagen bezw. zwischen diesem und den Flußfahrzeugen auf.

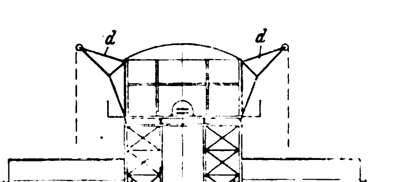
[1]) Vergl. hierzu des Verfassers Abhandlungen in Z. 1899 S. 1389 u. f., im Zentralbl. d Bauverwaltung 1902 S. 245 u. f. sowie in Glasers Annalen 1903 II S. 219 u. f.

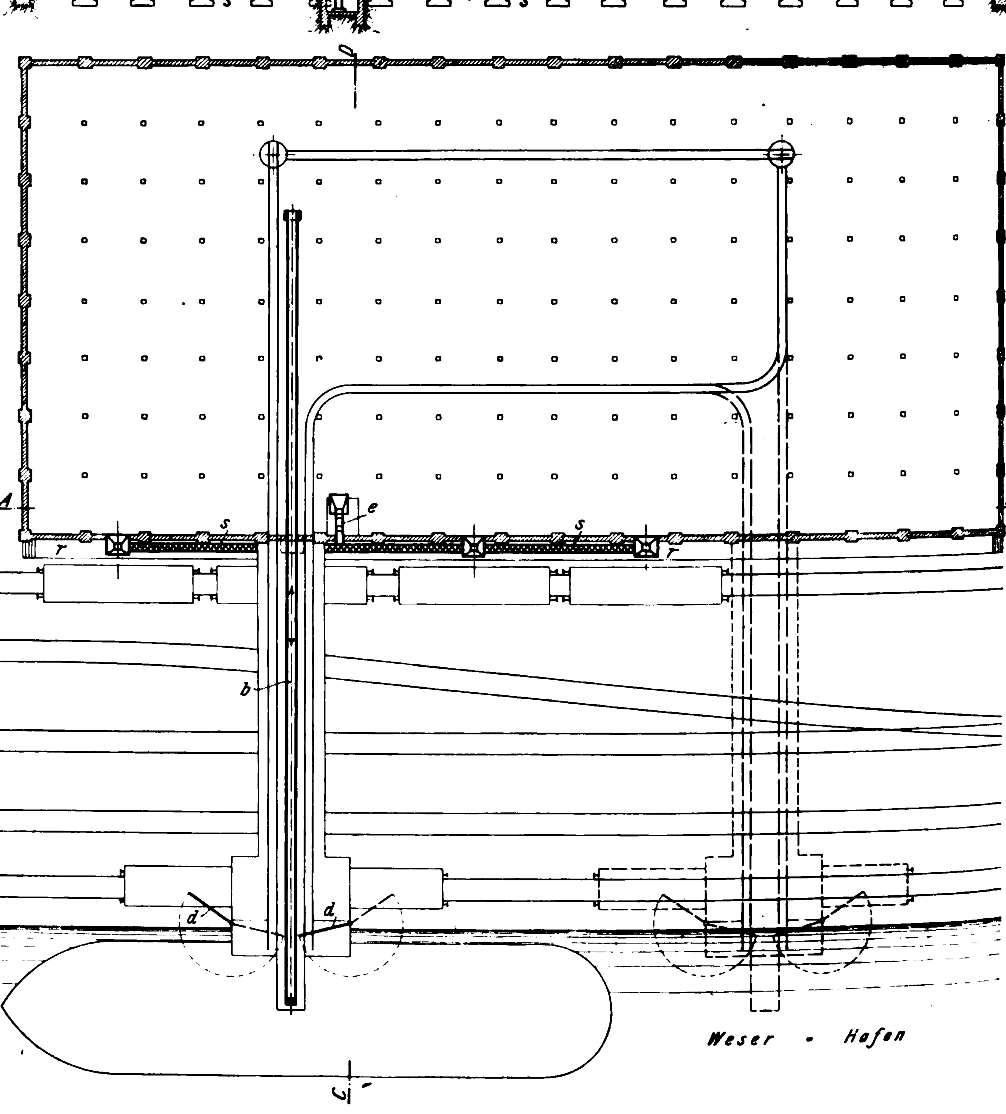
in Hameln gebaute Lagerhausanlage. Dieses Lagerhaus ist so eingerichtet, daß es beliebigen Zwecken der Spedition, also beliebig gestalteten Gütern, dienen kann. Es ist dabei jedoch dem Kalitransport besondere Beachtung gewidmet, weil die Bedeutung Hamelns als Umschlagplatz hauptsächlich durch die-

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 21 u. f.

Fig. 8 bis 12. Salzlagerhaus in Hameln.







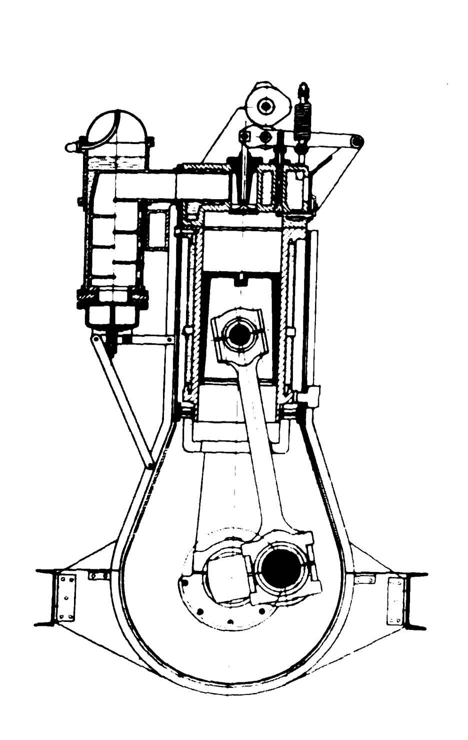
ses Gut bedingt wird. Der Salzumschlag hat dort 1906 nahezu 500000 t betragen, eine Zahl, um die Hameln von manchen Seeplätzen beneidet wird. Es sind namentlich die südlich und südwestlich von Hannover liegenden Gewerkschaften, die ihre Erzeugnisse nach der für sie geographisch am günstigsten gelegenen Stadt Hameln schicken. Durch die Lagerhausanlage ist die Möglichkeit gegeben, das in den Eisenbahnwagen ankommende und frei darin ausgeschüttete Salz sowohl unmittelbar nach dem Weserschiff zu bringen, als auch es zunächst einzuspeichern, um es erst zum geeigneten Zeitpunkt weiter zu verfrachten. Diesem Zweck dient in erster Linie eine am Lagerhaus vorgesehene Rampe *r*, Fig. 8 bis 12, die einen leistungsfähigen Schneckenförderer *s* enthält, dem das Salz aus dem Wagen zugeschaufelt wird. Die Schnecke führt das Salz nach einem Elevator *e*, der es entweder in freien Haufen auf den darunter liegenden Lagerhausboden ausschüttet, oder es nach einem Gurtförderer *b* abwirft, der die Beförderung sowohl nach dem Innern des Lagerhauses als auch nach der Wasserseite vornimmt. An der vordersten Kante der Ladebühne über dem Wasser ist ein Schüttrohr *f* aufgehängt, welches das Gut in ein unmittelbar am Ufer liegendes oder auch in ein daneben befindliches Fahrzeug zu verfrachten gestattet. Die auf derselben Ladebühne angebrachten beiden Drehkrane *d*, Fig. 9 und 12, dienen in Verbindung mit einer Schmalspurbahn vornehmlich zur Beförderung stückiger Güter.

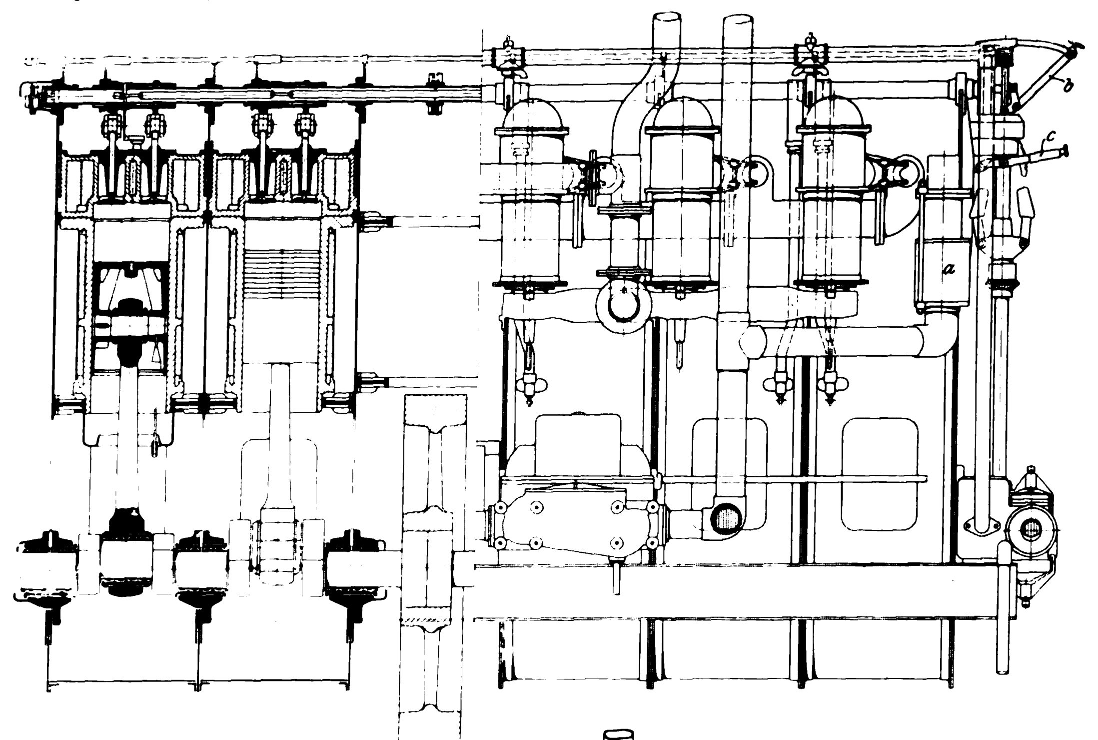
Der Gasschlepper „Wilhelm“.[1])

Zum Antrieb des in Fig. 1 bis 3 (S. 1906) dargestellten Schleppers, dessen Schiffskörper von der Maschinenfabrik und Schiffswerft von Fritz Lünnemann in Ruhrort gebaut ist, dient ein 160- bis 175pferdiger Sauggasmotor von Emil Capitaine.

Das Schiff ist 20 m lang und 4,5 m breit. Drei wasserdichte Querschotte zerlegen den Schiffskörper in vier Abteilungen. Die vordere Abteilung, die vom Deck aus durch einen Niedergang zugänglich ist, enthält eine kleine Kajüte und Schlafräume für Kapitän und Steuermann. Dahinter liegt zwischen zwei Schotten der Raum für den Generator, der vom Deck aus beschickt wird. Der Maschinenraum, in dem neben dem Sauggasmotor auch die Wellenkupplung und die Umsteuervorrichtung untergebracht sind, ist 5,95 m lang. Ueber dem Wellentunnel befindet sich die Mannschaftskajüte. Das Deck ist bis auf ein vorderes Oberlicht und das Ruder-

Fig. 4 bis 6. Schiffsgasmaschine von Capitaine. Maßstab 1 : 30.





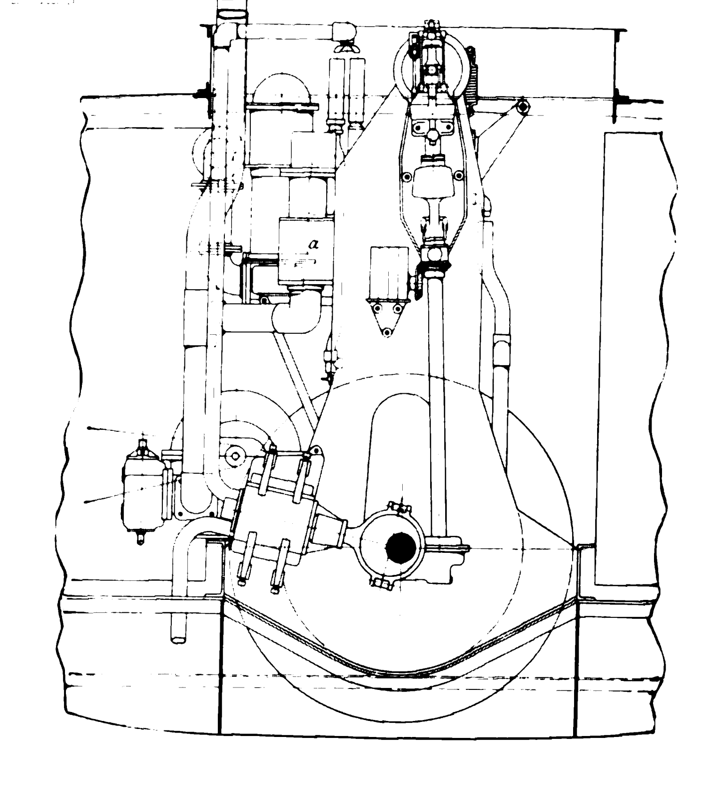


Fig. 7 bis 9. Wendegetriebe mit Kupplungen und Drucklager.

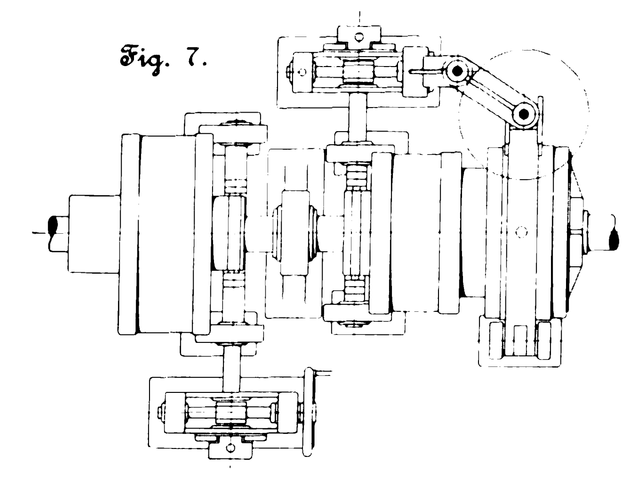


Fig. 7.

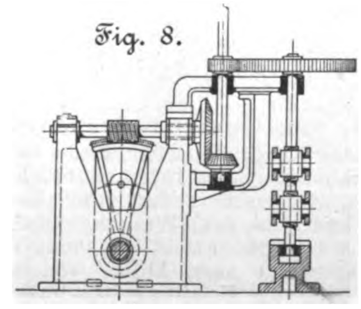


Fig. 8.

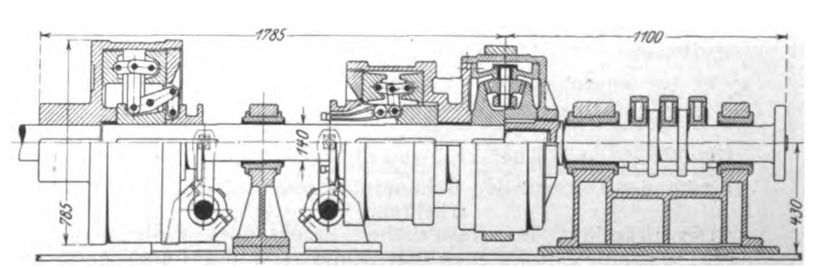
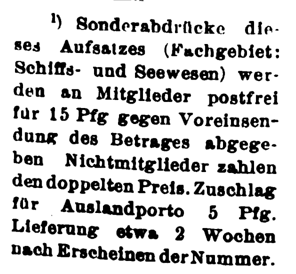


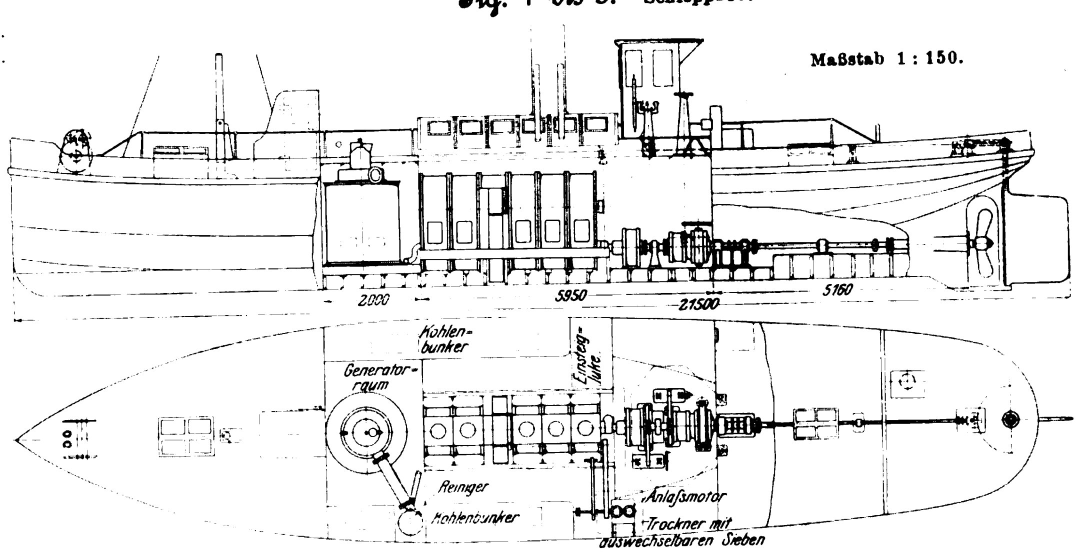
Fig. 9

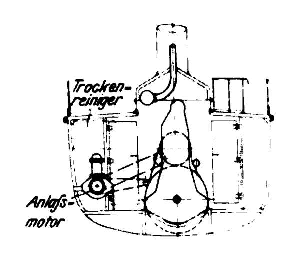


[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder postfrei für 15 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

Fig. 1 bis 3. Schleppboot mit Gasmaschine.

Maßstab 1 : 150.





haus ganz frei gehalten. Der Brennstoff wird in Längsbunkern zu beiden Seiten des Generator- und Maschinenraumes untergebracht.

Der Sauggasmotor, Fig. 4 bis 6, zeigt in seinem Aufbau mehrere von ähnlichen Konstruktionen abweichende Züge. Die Zylinder sind auf einem Rahmen aus Eisenplatten, der durch Winkeleisen versteift ist, befestigt. Es sind im ganzen fünf Zylinder von 300 mm Dmr. bei 400 mm Hub vorhanden, s. Fig. 4. Hinter den beiden vorderen Zylindern befindet sich ein durch das Schwungrad bedingter Zwischenraum. Seitlich an den Zylindern sitzen die Auspufftöpfe, in welche die Abgase strömen, deren Wärme noch zur Erzeugung von Dampf für den Generator benutzt wird. Die Zündung wird durch eine über sämtliche Zylinder hinweggeführte, von der Kurbelwelle angetriebene Welle geregelt.

Zum Anlassen des Motors dient ein besonderer Benzinmotor, s. Fig. 3, der mit der Hauptmaschine durch einen Riementrieb verbunden ist. Der Anlaßmotor treibt zugleich eine Kreiselpumpe, die das vom Generator kommende, durch einen Reiniger strömende Gas in das Mischventil *a*, Fig. 5 und 6, befördert, von wo es in die Zylinder gelangt. Die Expansionsräume der Zylinder haben keine besonderen Nebenräume. Es ist Wert darauf gelegt, daß die Ventile, Auslaßkanäle und Auspufftöpfe von allen Seiten gut gekühlt sind, so daß die ausgestrahlte Wärme sehr gering ist.

Jeder Auspufftopf besteht aus einem Gußkörper, der von einem schmiedeisernen Mantel umgeben ist. Zwischen Mantel und Gußkörper läuft das Wasser um, aus dem der Dampf für den Gaserzeuger geliefert wird; bereits kurze Zeit nach dem Anblasen ist Wasserstoff im Gas und volle Kraft für die Maschine vorhanden. An der von der Kurbelwelle angetriebenen senkrechten Welle, welche die Steuerwelle bewegt, sitzt ein Regler, der die Zündung entsprechend der Maschinengeschwindigkeit regelt. Durch das Gestänge *b*, *c*, Fig. 5, läßt sich der Zeitpunkt der Zündung vorstellen.

Da der Motor leer anläuft, ist zwischen ihm und der Welle eine Kupplung vorgesehen, die durch eine Handspindel vom Maschinenraum und vom Deck aus eingeschaltet werden kann; s. Fig. 7 bis 9. Eine zweite, dahinter gelegene Kupplung mit Wendegetriebe dient zum Umsteuern der Schraubenwelle. Die Kupplungen und Wendegetriebe, die sich trotz der recht bedeutenden Maschinenleistung in längerem Betriebe gut bewährt haben, sind von Fritz Lünnemann gebaut.

Zur Beschickung des Generators werden in der Regel beste Anthrazit-Nußkohlen, die rd. 22 bis 23 *M*/t kosten, benutzt. Bei einer Schleppfahrt im Frühjahr d. J. mit einem 300 t schweren Lastkahn von Ruhrort aus rheinaufwärts wurden stündlich 60 kg Kohle (Zeche Wiesche) verbrannt. Hierbei wurde der Generator stündlich einmal beschickt. Die Geschwindigkeit des Schiffes beträgt leer rd. 22 km, bei 1500 kg Belastung 6 km und bei 1800 kg rd. 4,5 km/st stromaufwärts. Der Gang der Maschine ist selbst bei großer Belastung sehr regelmäßig. Trotzdem sich das Schiff seit längerer Zeit ziemlich ununterbrochen im Betriebe befindet, sind nur wenig Ausbesserungen nötig geworden.

Der Zeitschrift des Deutschen Vereines für den Schutz des gewerblichen Eigentums entnehmen wir die folgende Zusammenstellung der Beschlüsse, welche auf dem vom 3. bis 8. September d. J. in Düsseldorf abgehaltenen Kongreß für gewerblichen Rechtsschutz gefaßt worden sind.

Patentrecht.

Erteilungsverfahren.

I. Schaffung eines Einzelprüfers.

Die Prüfung der Erfindung erfolgt durch ein technisches Mitglied des Patentamtes. Dasselbe entscheidet in erster Instanz.

Im Einspruchverfahren ist die Anmeldeabteilung in erster Instanz zuständig.

II. Schaffung einer weiteren Instanz im Erteilungsverfahren

Es ist wünschenswert, daß im Patenterteilungsverfahren drei getrennte Instanzen bestehen.

III. Weitere Wünsche zum Erteilungsverfahren.

Angabe des Datums der Bekanntmachung auf den Patentschriften.

Der Präsident des Kaiserlichen Patentamtes wolle verfügen, daß in den Patentschriften der Tag der durch den Reichsanzeiger erfolgten Bekanntmachung über die beschlossene Erteilung des Patentes angegeben werde.

IV. Haftung des Fiskus wegen Verletzung der Amtspflicht der Beamten des Patentamtes.

Die allgemeine Bestrebung, die Haftung des Reiches für die durch Reichsbeamte in Ausübung der ihnen anvertrauten öffentlichen Gewalt herbeigeführten Schädigung einzuführen, findet auch hinsichtlich der Beamten des Patentamtes Billigung.

V. Nichtigkeitsklage wegen Entnahme.

Es ist wünschenswert, daß das Recht desjenigen, dem eine Erfindung entwendet worden ist, neben der Nichtigkeitsklage auch die Klage auf Abtretung des Patentes vor dem ordentlichen Gericht zu erheben, im Patentgesetz zur ausdrücklichen Anerkennung gelangt.

VI. Zurücknahme des Patentes (Zwangslizenz).

Der Kongreß spricht seine lebhafte Zustimmung zu den Bestrebungen der Internationalen Vereinigung für gewerblichen Rechtsschutz auf Abschaffung des Ausübungszwanges aus und gibt dem Wunsche Ausdruck, daß der Ausübungszwang international in folgender Weise geregelt werde:

Erscheint nach Ablauf von drei Jahren von dem Tage der über die Erteilung des Patentamtes erfolgten Bekannt-

machung an im öffentlichen Interesse die Benutzung der Erfindung durch einen andern geboten, so hat der andre gegen den Patentinhaber den Anspruch auf Gewährung einer Lizenz gegen angemessene Entschädigung und genügende Sicherstellung.

VII. Patentgebühren.

Steigende Jahresgebühren sind notwendig, um eine Beseitigung der nicht ausgenutzten Patente zu erzielen.

Die Gebühr für die ersten fünf Jahre ist gleichbleibend auf je 50 ℳ (einschließlich der Anmeldegebühr) festzusetzen; vom sechsten Jahre ab sind die Gebühren um je 50 ℳ jährlich zu steigern.

VIII. Ansprüche auf Herausgabe der Bereicherung und auf Schadenersatz.

Es wird vorgeschlagen, § 35 Abs. 1 des Patentgesetzes durch folgende Bestimmung zu ersetzen:

Wer vorsätzlich oder fahrlässig der Bestimmung des § 4 zuwider eine Erfindung in Benutzung nimmt, ist dem Verletzten zur Entschädigung verpflichtet, desgleichen derjenige, der nach Zustellung einer Klage wegen Patentverletzung die Erfindung benutzt.

In jedem Fall ist derjenige, der eine Erfindung den Bestimmungen des § 4 zuwider in Benutzung nimmt, verpflichtet, die dadurch erzielte Bereicherung herauszugeben.

Wer zur Zahlung der Entschädigung oder der Bereicherung verpflichtet ist, hat dem Verletzten gemäß § 259 B. G. B. Rechenschaft abzulegen.

Warenzeichenrecht.

I. Warenverzeichnis oder Warenklassen.

Die Kommission empfiehlt die Einführung eines Warenklassensystems an stelle des heutigen Systems.

Die Einteilung der Warenklassen soll nach den Gesichtspunkten erfolgen, die sich aus der natürlichen Gruppierung der Waren im Handelsverkehr ergeben. Hiernach ist in erster Linie der Gebrauchzweck der Ware, in zweiter der Stoff und die Art der Herstellung der Ware zu berücksichtigen.

II. Schutzfähigkeit von Buchstaben, Zahlen und Wörtern.

Der Kongreß spricht den Wunsch aus, daß in Anwendung des § 4 des Warenzeichengesetzes nur solche Wörter von der Eintragung ausgeschlossen werden, welche zur Bezeichnung der Ware selbst oder zur Angabe ihrer besondern Eigenschaften nach Sprachgebrauch notwendig und allgemein verkehrsüblich sind.

III. Recht der Vorbenutzung an Warenzeichen.

1) Recht des Vorbenutzers auf Weiterbenutzung.

Der Kongreß billigt durchaus die gegenwärtige Praxis des Reichsgerichtes, den § 826 B. G. B. zur Ergänzung des Warenzeichengesetzes heranzuziehen und ihn insbesondere auch gegenüber dem eingetragenen Warenzeichen anzunehmen. Gleichwohl glaubt er, daß durch den § 826 B. G. B. der Schutz des Vorbenutzers noch nicht ausreichend gewährleistet sei.

Die Wirkung der Eintragung eines Zeichens tritt gegenüber demjenigen nicht ein, der das Zeichen für gleiche oder gleichartige Waren in den beteiligten Verkehrskreisen im Inlande oder vom Inlande aus zur Zeit der ersten Anmeldung als das seinige bereits bekannt gemacht hat.

Das Recht auf Vorbenutzung eines für einen andern eingetragenen Zeichens kann nur in gleicher Weise wie das durch die Eintragung begründete Recht auf einen andern übergehen.

2) Schutz des vorbenutzten Warenzeichens gegen die zum Zwecke des unlauteren Wettbewerbes bewirkte Eintragung.

Wer ein Zeichen, das ein andrer in beteiligten Verkehrskreisen als Kennzeichen seiner Waren bekannt gemacht hat, für die gleichen oder gleichartigen Waren mit der Absicht eintragen läßt, eine Verwechslung mit dem Geschäftsbetrieb oder den Waren des Vorbenutzers hervorzurufen, kann von seiten des Vorbenutzers oder seines Rechtsnachfolgers auf Löschung des eingetragenen Zeichens belangt werden.

Ist die Vorbenutzung nicht für sämtliche Waren des zu dem eingetragenen Zeichen gehörigen Verzeichnisses erfolgt, so erfolgt die Löschung nur hinsichtlich solcher Waren, bei denen die Benutzung durch den bisher Eingetragenen zu Zwecken unlauteren Wettbewerbes erfolgen kann.

Ist ein eingetragenes Zeichen auf Klage des Vorbenutzers gelöscht worden, und meldet dieser innerhalb eines Monats nach erfolgter Bekanntmachung der Löschung das Zeichen für sich an, so soll die Anmeldung als am Tage der Anmeldung des gelöschten Zeichens erfolgt gelten. Der Absatz 2 des § 4 des Gesetzes zum Schutze der Warenbezeichnungen findet in diesem Falle keine Anwendung.

IV. Verfahren zur Eintragung des Zeichens.

Stimmt ein zur Anmeldung gebrachtes Warenzeichen mit einem andern für dieselben oder gleichartigen Waren bezw. dem für dieselben Warenklassen früher angemeldeten Zeichen überein, so soll der Inhaber dieses Zeichens, auch wenn ihm das Patentamt keine Mitteilung macht, gegen die Eintragung des neu angemeldeten Zeichens Widerspruch erheben können.

V. Löschungsverfahren.

1) Es empfiehlt sich, das Löschungsverfahren nach Art des patentrechtlichen Nichtigkeitsverfahrens in erster und zweiter Instanz dem Patentamt, in letzter Instanz jedoch einer Zentralstelle zuzuweisen.

2) Es wird vorgeschlagen, die §§ 8 bis 10 wie folgt zu gestalten:

§ 8 Abs. 1. Auf Antrag des Inhabers wird das Zeichen jederzeit in der Rolle gelöscht.

Abs. 2. Von Amts wegen oder auf Antrag eines Dritten erfolgt die Löschung:

1) wenn seit der Anmeldung des Zeichens oder seit ihrer Erneuerung zehn Jahre verflossen sind und kein Antrag auf weitere Erneuerung vorliegt;

2) wenn die Eintragung des Zeichens hätte versagt werden müssen;

3) wenn Umstände vorliegen, aus denen sich ergibt, daß der Inhalt des Warenzeichens den tatsächlichen Verhältnissen nicht entspricht und die Gefahr einer Täuschung begründet;

4) wenn der Geschäftsbetrieb, zu welchem das Warenzeichen gehört, von dem eingetragenen Inhaber oder seinem Rechtsnachfolger nicht mehr fortgesetzt wird, oder wenn der Geschäftsbetrieb von dem eingetragenen Inhaber nicht in angemessener Frist eröffnet wird.

§ 9. Auf Antrag eines Dritten erfolgt die Löschung:

1) wenn das Zeichen für den Antragsteller auf Grund einer früheren Anmeldung für dieselben oder für gleichartige Waren in der Zeichenrolle eingetragen steht.

2) Auf Antrag erfolgt die Löschung, wenn das Zeichen von einem andern zur Zeit der Anmeldung benutzt und in beteiligten Verkehrskreisen als Kennzeichen seiner Waren bekannt gemacht war und von dem Eingetragenen mit der Absicht angemeldet wurde, eine Verwechslung mit dem Geschäftsbetrieb oder den Waren des Vorbenutzers hervorzurufen.

Soll die Löschung von Amts wegen oder auf Antrag eines Dritten erfolgen, so gibt das Patentamt dem Inhaber zuvor Nachricht. Widerspricht er innerhalb eines Monats nach der Zustellung nicht, so erfolgt die Löschung. Widerspricht er, so faßt das Patentamt Beschluß.

Soll infolge des Ablaufes der zehnjährigen Frist die Löschung erfolgen, so ist von derselben abzusehen, wenn der Inhaber des Zeichens bis zum Ablauf eines Monats nach der Zustellung unter Zahlung einer Gebühr von 10 ℳ neben der Erneuerungsgebühr die Erneuerung der Anmeldung nachholt; die Erneuerung gilt dann als an dem Tage des Ablaufes der früheren Frist geschehen.

Trifft eine der Voraussetzungen des § 8 Ziff. 1 bis 4 und § 9 Ziff. 1 und 2 nur teilweise zu, so erfolgt die Löschung durch entsprechende Beschränkung der Eintragung.

VI. Aenderung der Verfahrensvorschriften des § 10 Warenzeichengesetzes.

§ 10 Abs. 1. Anmeldungen von Warenzeichen, Widersprüche gegen die Eintragung, Anträge auf Uebertragung und Löschung werden in dem für Patentangelegenheiten maßgebenden Verfahren durch Vorbescheid und Beschluß erledigt. In den Fällen des § 5 Abs. 1 und im Löschungsverfahren wird ein Vorbescheid nicht erlassen.

Abs. 2. Gegen den Beschluß, durch welchen eine Anmeldung oder ein Widerspruch gegen die Eintragung oder ein Antrag auf Uebertragung zurückgewiesen wird, kann der Antragsteller innerhalb eines Monats nach der Zustellung bei dem Patentamt Beschwerde erheben.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. Juni 1907.

Hamburger Bezirksverein.

Sitzung vom 9. April 1907.

Vorsitzender: Hr. Kroebel. Schriftführer: Hr. Nies.

Anwesend 43 Mitglieder und 9 Gäste.

Hr. Maihak spricht über

Fortschritte im Bau von Indikatoren und von Einrichtungen zu ihrer Prüfung,

mit besonderer Berücksichtigung des Maihak-Indikators.

Der deutsche Indikatorenbau hat in den letzten Jahren eine starke, fortschrittliche Bewegung zu verzeichnen, nachdem er bis dahin lange Jahre nichts wesentlich Neues gebracht hatte. Die Anregung hierzu gab die wachsende Erkenntnis der Einflüsse der Wärme auf die Indikatorfedern, welche deren Maßstäbe mehr oder weniger verändert, so daß ein mit einem gewöhnlichen Innenfeder-Indikator genommenes Diagramm nicht mehr ohne weiteres zur Beurteilung einer neuzeitlichen, mit höchster Wirtschaftlichkeit arbeitenden Kraftmaschine dienen kann. Deshalb hat auch unser Verein nach jahrelanger Arbeit im Einvernehmen mit der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt Bestimmungen über die Feststellung der Maßstäbe für Indikatorfedern aufgestellt[1]), bei deren Befolgung auch mit Innenfeder-Indikatoren genügend richtige Diagramme erzielbar sind. Da aber kaum anzunehmen ist, daß in der Praxis vor jedem wichtigeren Versuch eine sorgfältige Feststellung des Federmaßstabes gemacht wird und ohne eine solche immer mit der Möglichkeit einer Veränderung des Federmaßstabes gerechnet werden muß, so wird in allen Fällen, wo sich die Indikatorfeder erwärmen kann, ein Indikator vorzuziehen sein, bei dem die Feder in der freien Luft arbeitet und den Einflüssen der Wärme entzogen ist.

Der Redner schildert zunächst kurz den Entwicklungsgang des Indikators mit außenliegender Feder, und zwar nur unter Berücksichtigung des deutschen Indikatorenbaues.

Im Jahr 1902 baute Rosenkranz den ersten Indikator mit außenliegender Druckfeder[2]), Fig. 1, deren Träger sich auf eine hohle Säule stützt; das auftretende Kippmoment soll durch eine der Säule parallel laufende Zugstange aufgehoben werden.

Noch im selben Jahr erschien die Konstruktion des Vortragenden mit zwei außenliegenden Zugfedern, Fig. 2, und vollständig frei liegendem Schreibgestänge. Dieser Indikator wurde aber bald aufgegeben, da der Anwendung von 2 Federn nicht das genügende Vertrauen entgegengebracht wurde, und weil in dem inzwischen (1903) aufgenommenen Staus-Indikator, Fig. 3, ein besserer Ersatz gefunden war[3]). Mit diesem Indikator ist die außenliegende Zugfeder zuerst in größerem Maßstab in Deutschland hergestellt worden.

Fig. 1.

Rosenkranz-Indikator (1902).

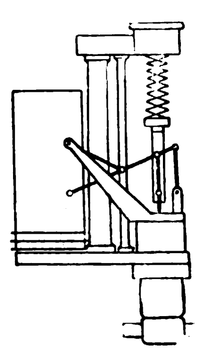
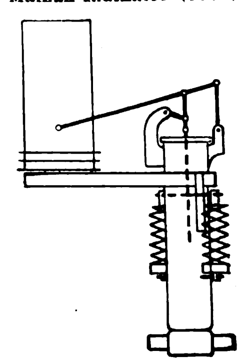


Fig. 2.

Maihak-Indikator (1902).



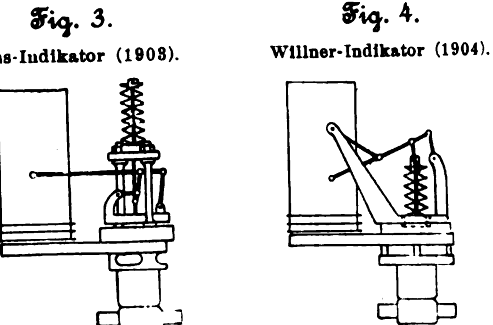
[1]) Z. 1906 S. 709.

[2]) Vergl. Z. 1902 S. 1004.

[3]) Vergl. Z. 1903 S. 1821.

Anfang 1904 erschien der Willner-Indikator von Maihak, Fig. 4, bei dem die Zugfeder ohne Verbindungsglied auf den Indikatorschlußdeckel geschraubt und zwischen diesen und das Schreibgestänge gelegt ist, welches hier nach Thompson ausgebildet ist. Da die Feder mit Bezug auf die Wärmeübertragung hier ungünstiger liegt, so sind 3 isolierte Nickelstahlsäulen zwischen Deckel und Zylinderkörper angeordnet.

Fig. 3. Staus-Indikator (1903). Fig. 4. Willner-Indikator (1904).



Etwa gleichzeitig mit dem Indikator Fig. 3 wurde der Indikator Fig. 5 von Schäffer & Budenberg bekannt. Dieser hat freiliegendes Schreibgestänge und eine wie beim Innenfeder-Indikator unter den Indikatordeckel geschraubte, auf Druck beanspruchte Crosby-Feder. Der Zylinder ist durch einen zweiarmigen, später dreiarmigen langen Bügel ersetzt, so daß die Feder eine freie und kühle Lage hat. Der Kolben ist in der Art des bereits bekannten Hutkolbens ausgebildet und stülpt sich über einen freistehenden zylindrischen Zapfen.

Einen ganz neuen Weg betrat Tesdorpf mit seinem Ende 1904 bekannt gewordenen Indikator Fig. 6. Hier ist die auf Druck beanspruchte Feder unter dem Zylinder angeordnet, der Dampf tritt seitlich ein. Der Kolben liegt zwischen der Feder und dem freiliegenden Schreibgestänge. Der Bau und die weitere Ausgestaltung dieses Indikators scheinen durch den Tod Tesdorpfs unterbrochen worden zu sein.

Fig. 5.

Indikator von Schäffer & Budenberg (1903).

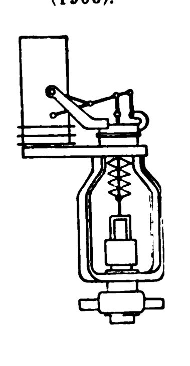
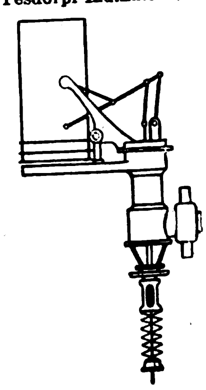


Fig. 6.

Tesdorpf-Indikator (1904).



Ebenfalls 1904 erschien Rosenkranz mit dem Indikator Fig. 7, mit dem er den einseitig belasteten Federträger, Fig. 1, verlassen hat und die freiliegende Druckfeder symmetrisch zwischen 2 Säulen anordnet.

Die nunmehr folgenden Indikatoren zeigen ausschließlich die Verwendung von Zugfedern nach Art der Figur 3, nachdem trotz anfänglicher Bekämpfung der Zugfeder ihre Ueberlegenheit gegenüber der Druckfeder wissenschaftlich und praktisch nachgewiesen worden war. Fig. 8 zeigt den Indikator von Rosenkranz (1905), Fig. 9 den von Schäffer & Budenberg (1905).

Bei dem vom Vortragenden seit 1903 hergestellten Indikator Fig. 3 hatte sich im Laufe der Zeit herausgestellt, daß die Konstruktion für besonders starke Beanspruchung

noch verbesserungsbedürftig war. Die große Länge und Masse der Kolbenstange machte sich bei Indizierung von Verbrennungskraftmaschinen störend bemerkbar, die Anwendung von 3 Führungen der Kolbenstange (im Federträger, Zylinderdeckel und Kolben) erschwerte den Gang, desgleichen die Länge und hohe freie Lage des Federträgers, der durch Wärmespannungen oder Stoß leicht eine Abweichung aus der genau zentrischen Lage erfahren konnte. Ferner erwies sich

Fig. 7.

Rosenkranz-Indikator (1904).

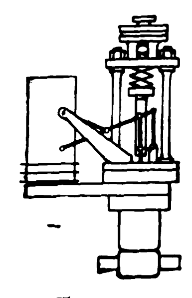


Fig. 8.

Rosenkranz-Indikator (1905).

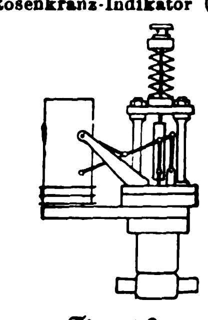


Fig. 9.

Indikator von Schäffer & Budenberg (1905).

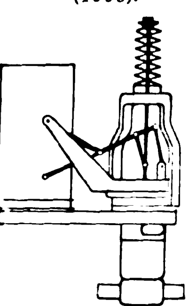
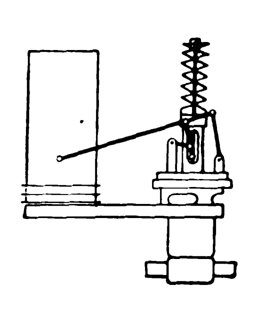


Fig. 10.

Maihak-Indikator (1906).



das zwischen den 2 Säulen arbeitende Schreibzeug als schwer zugänglich. Das zum Angriff des Schreibgestänges an der Kolbenstange erforderliche, zwischen zwei Bunden drehbare Kreuzköpfchen konnte Veranlassung zu totem Gange geben; die Kolbenstange ist hierbei auch nicht ohne weiteres nach unten herausziehbar. Alle diese Punkte, welche auch ganz oder teilweise für die Indikatoren Fig. 8 und 9 gelten, bedeuten schließlich auch Erschwerungen in der Herstellung der Instrumente.

Eingehende Versuche führten zu der Konstruktion Fig. 10, bei der ohne weiteres die meisten der vorstehend angegebenen Mängel fortfallen, wie schon eine kurze Betrachtung lehrt. Im wesentlichen geschieht dies durch die Umkehrung, daß nicht mehr wie bei Fig. 3, 8 und 9, der Federträger das Schreibgestänge einschließt, sondern daß das Schreibgestänge den zentrisch angeordneten Federträger umgibt. Dadurch wird die Kolbenstange kürzer und ist besser geführt, das genannte Kreuzköpfchen entfällt, das auf großer Drehscheibe ruhende Schreibgestänge ist leichter zugänglich, und der Bau des Instrumentes ist vereinfacht.

Fig. 11 und 12 zeigen den neuen Indikator im Durchschnitt und in der oberen Ansicht[1]).

Der konzentrisch zur Kolbenstange angeordnete Federträger *a* ist mit dem Indikator-Schlußdeckel ein auf der Drehbank fertigzustellendes Stück, welches sich in der Wärme nicht verzieht, gegen Stoß gesichert liegt und somit die genaue Kolbenstangenführung dauernd gewährleistet.

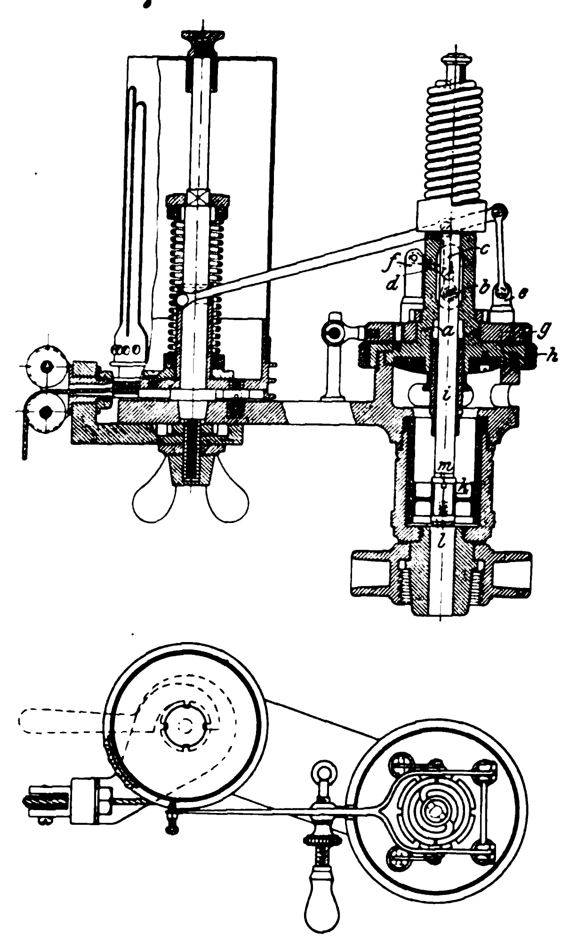
Dieser Federträger ist schlitzartig durchbrochen, um einen Teil der Kolbenstange freizulegen, in den der Angriffpunkt *b* des Schreibgestänges gelegt ist. Dieses greift gegabelt um den Federträger herum, wobei die Lenker *c* und *d* verdoppelt und an einem Querstift *b* drehbar befestigt sind. Der Stift ist im Bedarfsfalle leicht zu entfernen, wonach die Kolbenstange frei nach unten herausgezogen werden kann, was für die Reinigung des Indikators und die schnelle Erledigung von Ausbesserungen von Wert ist. Die kleinen Stahlsäulen *e*

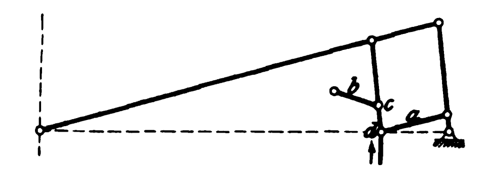
[1]) Diese Bauart sowie die später besprochenen Einzelheiten sind gesetzlich geschützt.

und *f* geben die Drehpunkte für das Schreibgestänge und sind nachstellbar. Sie ruhen auf der in großen Flächen gut geführten Drehscheibe *g* und gewähren eine allseitige freie Zugänglichkeit zu dem Schreibgestänge.

Das Gestänge selbst hat die Grundform des Crosbyschen Schreibzeuges nach Fig. 13, eine aus dem bekannten Storchschnabel abgeleitete Geradführung, bei der das Glied *a* aus praktischen Gründen durch den kleinen Gegenlenker *b* ersetzt wird, dessen Drehpunkt und Länge so gewählt sind,

Fig. 11 und 12. Maihak-Indikator.





daß der Krümmungshalbmesser der Bahn des Punktes *c* innerhalb des nutzbaren Kolbenhubes durch diesen Lenker *b* verwirklicht ist. So ist es erreicht, daß die geradlinige Bewegung des Punktes *d* ebenso geradlinig und proportional in sechsfacher Vergrößerung auf den Schreibstift übertragen wird. Während nun aber beim reinen Crosby-Gestänge die Kolbenstange nur einmal unterhalb des Punktes *d* geführt wird und somit die geradlinige Bewegung von *d* von dem guten Zu-

Fig. 13. Gestänge nach Crosby.

stande dieser Führung abhängig ist[1]), ist letzteres bei dem Indikator Fig. 11 und 12 durch die zweite, über *d* liegende Kolbenstangenführung vermieden. Das feingliedrige, in einer Ebene liegende Gestänge des Crosby-Indikators ist ferner der Gefahr ausgesetzt, daß bei geringem Verschleiß der Gelenke etwas Spiel senkrecht zur Gestängeebene eintritt. Auch hiergegen bietet das neue gegabelte Gestänge sichersten Schutz; es hat eine bemerkenswerte Steifigkeit in der Richtung des

[1]) Aus diesem Grund empfiehlt Prof. Doerfel, Prag, die Wiedereinführung des Gliedes *a* beim reinen Crosby-Indikator und benutzt derartig abgeänderte Indikatoren zur vollsten Zufriedenheit.

Schreibstiftandruckes, der von dem federnden freien Ende des Schreibhebels aufgenommen wird; die Schreibzeuggelenke bleiben frei von Seitendruck und behalten reibungsfreies Spiel.

Die große Ueberwurfmutter *h*, Fig. 11, welche den Zylinderdeckel und alle auf ihm ruhenden Teile sicher gelagert hält, ist nach einem besondern Verfahren mit isolierender Auflage versehen, die nicht reißt, sich nicht löst und den Fingern eine breite, wärmegeschützte Fläche bietet. Bei geringer Lockerung der Mutter kann das Schreibgestänge im Kreise herum bewegt werden, so daß das Instrument auf Erfordern auch durch einfache Umdrehung des Kopfes und der Trommel von rechtshändig in linkshändig umzuwandeln ist, und umgekehrt. Diese Umkehrbarkeit ist eine Eigenart des Crosby-Gestänges.

Wird *h* ganz abgeschraubt, so kann der ganze Oberteil samt Feder, Kolbenstange und Kolben herausgehoben werden.

Die Kolbenstange *i* ist ein Stahlrohr von 6,5 mm äußerem und 5 mm innerem Durchmesser. Der Kolben *k* ist aus Stahl, gehärtet und auf der Rundschleifmaschine mit dem bei der Mehrzahl aller benutzten Indikatoren üblichen Durchmesser von 20,27 mm (entsprechend einer Fläche von 1/2 Quadratzoll engl.) fertiggestellt. Er ist auf einen zylindrischen Zapfen der Kolbenstange aufgeschoben, wird durch Schraube *l* gehalten und ist leicht auswechselbar. Vermöge der Nut *m*

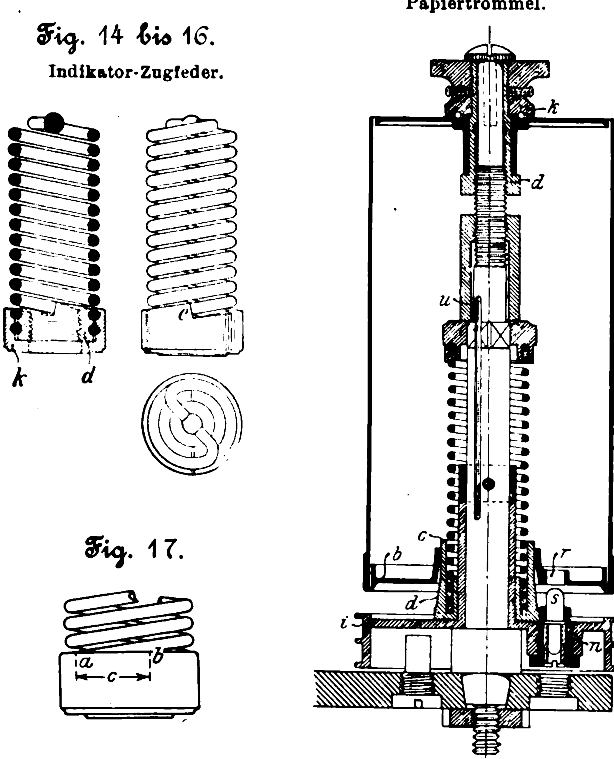


Fig. 14 bis 16. Indikator-Zugfeder.

Fig. 17.

Fig. 19. Vorrichtung zum Anhalten der Papiertrommel.

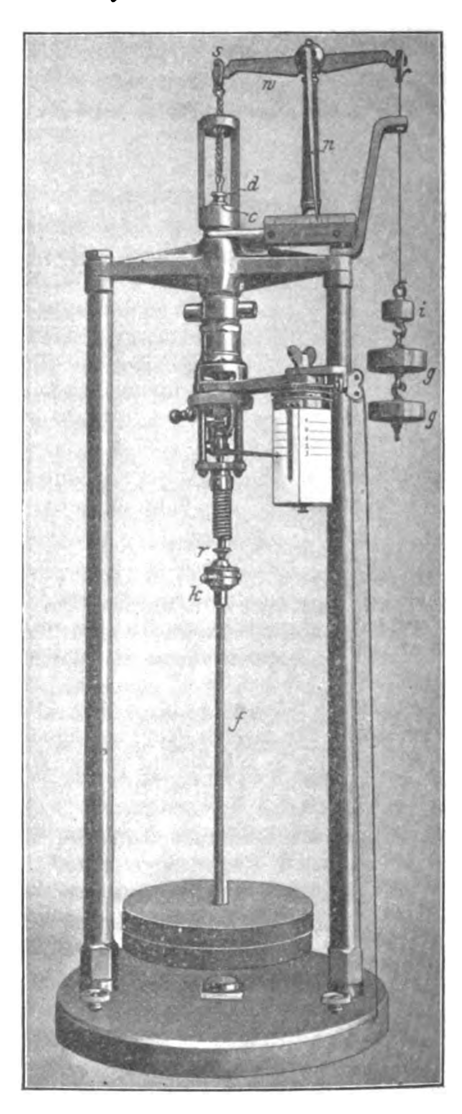
in der Nabe und einer kleinen Nase in der Kolbenstange ist die stets gleiche Lage des Kolbens gesichert.

Der Zylinder zeigt die bereits mit dem Crosby-Indikator bekannt gewordene, freihängende Form mit Dampfmantel. Zur Benutzung kleinerer Kolben werden die Zylinder in einfacher Weise durch Abschrauben des Mantels mittels eines zum Sechskant passenden Zubehörschlüssels ausgewechselt.

Die Indikatorfeder, deren neue Form Fig. 14 bis 16 verdeutlichen, ist im wesentlichen eine als Zugfeder umgebaute Crosby-Feder. Die Zugfeder arbeitet günstiger als die Druckfeder, da bei Zugbeanspruchung die Möglichkeit ausgeschlossen ist, daß die Federachse sich krümmt. Die enge Wicklung entspricht im Ruhezustand etwa der zusammengedrückten Druckfeder und ergibt bei gleicher Federlänge eine größere Anzahl von Windungen, so daß die Durchmesseränderung für jede Windung so klein wird, daß sie praktisch auf den Federmaßstab keinen Einfluß mehr ausübt. Wegen der dicht aufeinander liegenden Windungen mußte die sonst übliche Befestigung der Federenden verlassen werden. Sie sind auf den inneren Dorn *d* geschraubt und durch eine mit dem gleichen Muttergewinde versehene Schraubkappe *k* fest umschlossen. Die oberen Profile von *d* und *k* zeigen einander gegenüberliegende Ecken *e* an den Stellen des Eintrittes der Federenden; die Feder ist somit bei *e* starr befestigt und kann sich bei Zug- und Druckbeanspruchung nur um diese festen Punkte bewegen.

Anfänglich wurde diese Feder mit einem Fuß nach Fig. 17 hergestellt, der die Ecken *e* noch nicht zeigte. Es ergab sich jedoch bei den weicheren Federn und bei der Rückwärtsprüfung von der Vakuum- zur Nullinie, daß sich die Nulllinien nicht immer genau deckten; die Federlänge war bei Zug und Druck um das Stück *c* verschieden. Die darauf vorgenommene Abänderung mit den Ecken *e* hatte den gewünschten Erfolg, daß sich bei aufeinander folgender Zug- und Druckprüfung immer die gleiche Nullinie ergibt.

Fig. 18. Federprüfvorrichtung.



Die Federn werden am Indikator mit Hülfe der Vorrichtung Fig. 18 geprüft, die die Prüfung der Feder auf Zug und Druck bis zur Vakuumlinie und wieder zurück bis zur Nullinie gestattet, ohne daß die Lage des Instrumentes verändert oder daß es durch Anhängen einer Klammer oder dergl. beeinflußt würde.

Das Gestell ist von dem Struplerschen Apparate her bekannt[1]). Vor dem Anschrauben des Indikators wird an stelle der den Kolben sichernden Schraube *l*, Fig. 11, das Gestänge *c d* eingeschraubt, an dem der Wagebalken *w* zur

[1]) s. Z. 1902 S. 1578.

Druckbelastung der Feder (für Vakuum) und zum Ausgleich des auf der Feder lastenden Gestängegewichtes mittels des kleinen Gewichtes *i* angreift.

Nach dem Ansetzen der Feder wird an stelle des sonst benutzten Schlußschräubchens eine Schraube *r* verwandt, die mit einem kleinen Gewindezapfen zur Aufnahme des kugelig aufgehängten Gewichtgestänges *k f* versehen ist, und hiernach die Nullinie gezogen. Vor der Belastung ist der Wagebalken mit Hülfe der auf einer Millimeterteilung spielenden Zunge *n* so einzustellen, daß er etwa in wagerechter Lage ist, wenn sich der Indikatorschreibstift ungefähr in der Mitte des Diagrammblattes befindet, so daß der Zug an der Kette stets in annähernd senkrechter Richtung erfolgt. Zur Einstellung dreht man am Schraubkopfe *d*, wodurch die Verbindung zur linksseitigen Schneide *s* verlängert oder verkürzt werden kann.

Nach erfolgter Zugbelastung und Entlastung entfernt man das Gewichtgestänge, schreibt wieder die Nullinie, welche sich mit der ersten decken muß, und belastet die Feder auf Druck entweder durch Anhängen von Einzelgewichten *g* oder eines Gesamtgewichtes bis zur Vakuumlinie. Rückwärts wird dann nochmals geprüft, ob die Nullinie wieder genau deckend mit der vorherigen zusammenfällt.

Jede Feder wird nach ihrer Fertigstellung in einer besonders dafür gebauten Prüfmaschine einer Dauerbeanspruchung mit höchster Umlaufzahl und Ueberlastung ausgesetzt und kommt erst zur Verwendung, nachdem die Unveränderlichkeit des Federmaßstabes nochmals festgestellt ist.

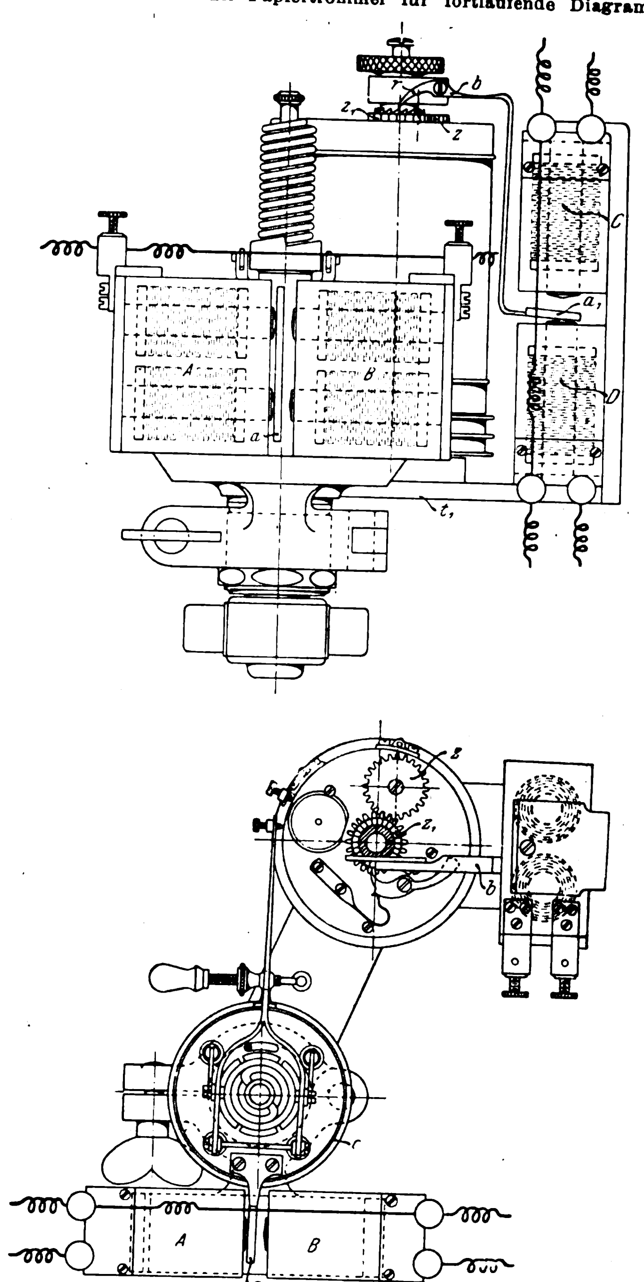
Die Reibungs-Anhaltevorrichtung für die Papiertrommel zeigt in der neuesten Ausführung einige wichtige Aenderungen, Fig. 19. Bekanntlich wird der Papierzylinder durch Hochschrauben mittels der Kopfschraube *k* angehalten, welche Lage in der Figur dargestellt ist. Beim Niederschrauben berührt irgend ein Punkt des Bodens *b* den federnden Stift *s*, der bei der Bewegung in die Oeffnung *r* einspringt und die Kegelkupplung *b d* sichert. Um nun Reibung zwischen *k* und dem Trommeldeckel zu vermeiden, ist zwischen beiden ein Kugellager eingeschaltet. Eine Nut *u* an der verstärkten Spindel dient zur Schmierung der Laufflächen des Unterteiles *i*. Der Kegel *d* am Federfuß zeigt nach oben eine zylindrische Verlängerung zur Führung des Trommelbodens *b*, wenn der Papierzylinder hochgeschraubt ist. Der federnde Stift *s* ist wesentlich verstärkt und läuft in einer Stahlbüchse, die in den mit *i* ein Stück bildenden Ansatz *n* eingeschraubt ist. Die Oeffnung *r* ist durch ein Auge verstärkt.

Mit dieser Anhaltevorrichtung ist neuerdings auch die Papiertrommel für fortlaufende Diagramme, s. Fig. 20, 21 und 24, eingerichtet.

Das Papierband wird vermöge der kräftigen, in der Trommel eingeschlossenen Schraubenfeder beim Rückwärtsgang der Trommel vorgerückt; es wird also der wichtige obere Linienzug des Diagrammes unverzerrt aufgezeichnet. Wenn Rad z_1, Fig. 20 und 21, durch die Sperrklinke *r* des Hebels *b* festgehalten wird, muß sich Rad *z* bei jedem Rückhube auf z_1 abwälzen und das Papier ein Stück fortbewegen. Wird die Sperrklinke *r* ausgerückt, was während des Ganges der Maschine geschehen kann, so schwingt z_1 lose auf der Achse, und das Papier wird nicht vorgeschoben. Derart können außer fortlaufenden Diagrammen auch Einzeldiagramme in beliebigen Abständen voneinander und in beliebig kurzen Zwischenräumen auf dem Papierstreifen geschrieben werden.

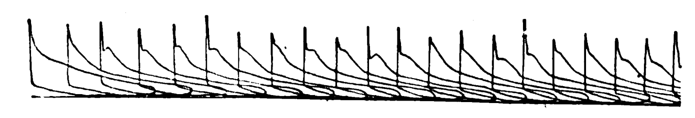
Die größte Papierlänge ist $4^1/_2$ m. Die höchste Umlaufzahl der Trommeln dürfte bei 800 i. d. Min. liegen, wobei das in Fig. 22 in halber Größe dargestellte Diagramm von einem 4 pferdigen Benzinmotor genommen worden ist, und zwar mit einem Maihak-Indikator der Größe 3 nach Fig. 24, dessen normale Trommel von 30 mm Dmr. gegen eine Trommel für fortlaufende Diagramme ausgewechselt worden war. Dieser Indikator ist insgesamt 140 mm hoch. Das Gewicht von Kolben und Kolbenstange des bis 1500 Uml./min brauchbaren Indikators ist mit einem Kolben von $^1/_5$ der normalen Fläche bei Ausführung in Stahl auf 11 g und in Magnalium auf 7 g heruntergebracht. Bei den hohen Geschwindigkeiten hat sich die Verwendung von ausgereckten Darmsaiten an stelle der gewöhnlichen Indikatorschnur gut bewährt. Da der Indikator mit Kolben jeder Größe ausgerüstet werden kann und bei gewöhnlichen Umlaufzahlen ein Diagramm von reichlich 35 mm Höhe und 70 mm Länge schreibt, so kommt er wegen seines geringen Gewichtes und seiner weitgehenden Verwendbarkeit auch für Reisen in Betracht.

Fig. 20 und 21.
Fernschreibindikator mit Papiertrommel für fortlaufende Diagramme.



Auf dem Gebiete der Fernbetätigung von Indikatoren sind wesentliche Neuerungen aus jüngster Zeit zu verzeichnen. Bisher verwendete man bei der elektrischen Anrückvorrichtung des Schreibzeuges einen Elektromagneten zum Anziehen des mit dem Gestänge verbundenen Ankers,

Fig. 22.



der nach Ausschaltung des Stromes durch eine Feder ausgerückt wurde. Bei gleichzeitiger Betätigung einer größeren Anzahl von Indikatoren ist jedoch die Federwirkung nicht immer ganz zuverlässig, weshalb der Vortragende jetzt für

diesen Zweck zwei Elektromagnete A und B verwendet, Fig. 20 und 21, zwischen denen der mit der Drehscheibe des Indikators verbundene Anker a spielt. Mittels eines entsprechenden Schalters S, Fig. 23, wird der Strom der Elemente E nach Bedarf über A oder B geschaltet; in der Mittellage des Schalters sind beide Elektromagnete stromlos.

Fig. 20 und 21 zeigen ferner die Einrichtung zur Fernbetätigung der Papiertrommel für fortlaufende Diagramme nach

Fig. 23. Schaltschema für den Fernschreibindikator.

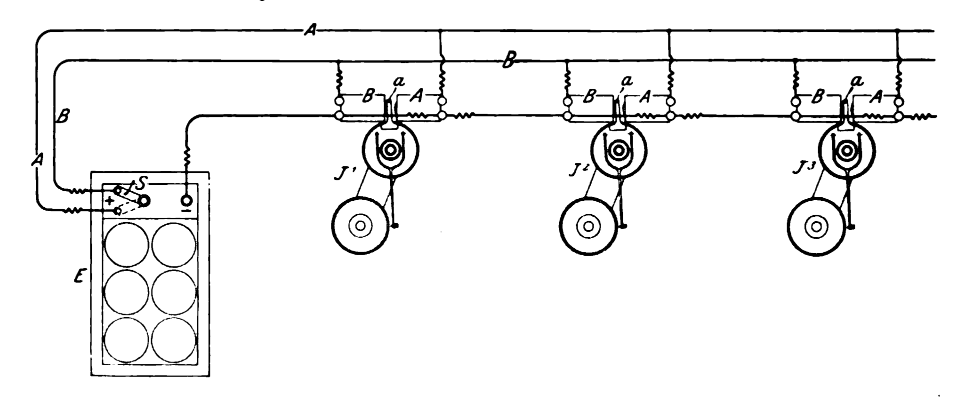
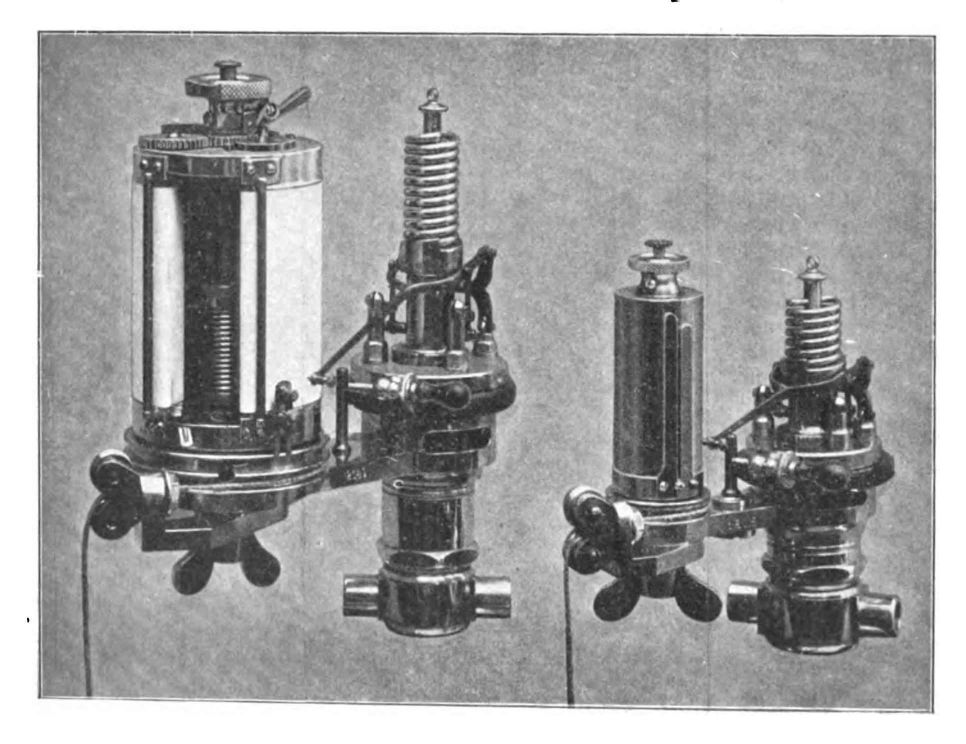


Fig. 24.

Maihak-Indikator mit Trommel für fortlaufende Diagramme bis 300 Uml./min.

Maihak-Indikator (Größe 3) bis 1500 Uml./min.



dem System Maihak-Parish. Der die Sperrklinke r aus- und einrückende Hebel b ist nach unten verlängert und mit einem Anker a_1 verbunden, der durch die beiden am Träger t_1 befestigten Elektromagnete C und D in gleicher Weise beeinflußt wird wie a durch A und B. Die Stromschaltung für $C D$ ist die gleiche wie durch Fig. 23 für A und B erläutert. Der zugehörige Schalthebel sei S_1. Es können nun durch abwechselnde, entsprechende Betätigung von S und S_1 aus beliebiger Entfernung sowohl fortlaufende als auch Einzeldiagramme in beliebigen Abständen voneinander in sehr kurzer Zeitfolge genommen werden, so daß der Indikator in dieser Form insbesondere für die Indizierung von Lokomotiven Bedeutung erhält. Nachdem die Brauchbarkeit des Indikators durch Versuche der Hannoverschen Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Georg Egestorff in Linden erwiesen war, wurden die Versuche von dem Königlichen Eisenbahn-Zentralamt in Berlin fortgesetzt, wobei u. a. die Indizierung einer der neuesten Schwartzkopffschen Heißdampf-Lokomotiven bei rd. 120 km Fahrt vom Führerstand aus anstandslos vor sich ging, was zur weiteren Verwendung solcher Instrumente geführt hat. Ausführlichere Mitteilungen über die Probefahrten und ihre Ergebnisse sowie die verwendeten besondern Einrichtungen haben sich die beteiligten Organe des Königlichen Eisenbahn-Zentralamtes vorbehalten.

Fig. 24 zeigt 2 Ausführungen des Maihak-Indikators von verschiedener Größe.

Die Hubvermindereinrichtung, Fig. 25 und 26, zeigt den Fortfall der eigenen Rückdrehfeder und der Schnurführungsrollen durch Lagerung der Rollenachse parallel zur Achse der Indikatortrommel

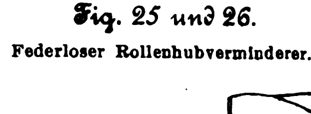
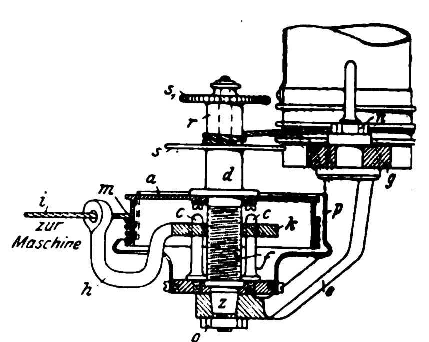
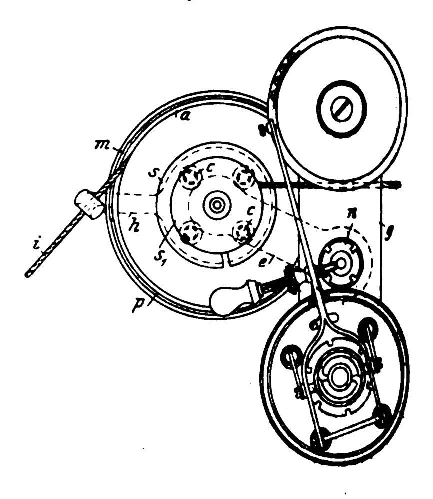


Fig. 25 und 26.

Federloser Rollenhubverminderer.





und Benutzung der Indikator-Rückdrehfeder an stelle der Schraubenfeder des Hubverminderers. Der Winkelarm e ist am Trommelträger g verstellbar befestigt und trägt mittels eines senkrechten Drehzapfens z die mit der Drehhülse d verbundene Aluminium-Schnurtrommel a.

Hülse d ist mit der Scheibe k des Schnurführarmes h mittels Gewindes f verbunden. Da k durch Stifte c senkrecht geführt ist, so verschiebt sich Arm h bei Drehung von d um das Maß der Schnurdicke.

Die Schnur i verläßt die Rolle a tangential durch einen Schlitz m der Schutzkapsel p, welche mit h je nach Bedarf im Kreise verstellt werden kann.

Die Teile s, r und s_1 sind die bei solchen Einrichtungen üblichen; es wickelt sich hier jedoch die Trommelschnur unmittelbar, also ohne Verwendung der Schnurführrollen, geradlinig und auf kürzestem Weg auf die Röllchen r.

Die wesentliche Verminderung der schwingenden Massen und die Verbesserung der Schnurführung ermöglichen die Verwendung dieser Rollen auch für hohe Umlaufzahlen, die in der kleinsten Ausführung bis 1000 i. d. Min. gehen können. Als Annehmlichkeit wird empfunden, daß die Einrichtung beim Einlegen des Indikators in seinen Kasten nicht vom Indikator getrennt zu werden braucht.

Bücherschau.

Neue und alte Bestimmungen für Eisenbeton- und Eisen-Konstruktionen bei Hochbauten.

Die »Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten«, Runderlaß des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten vom 24. Mai 1907[1]), geben mir zu folgenden Darlegungen Anlaß.

Die auf dem Gebiete des Eisenbetonbaues in den letzten Jahren gesammelten Erfahrungen haben die Erneuerung der Bestimmungen vom 16. April 1904 schon jetzt veranlaßt. Die beteiligte Fachwelt wird für diese schnelle Förderung und Regelung, welche der weiteren Ausbildung und Anwendung der neuzeitlichen Bauart seitens des Ministeriums gewidmet wird, großen Dank wissen, um so mehr, als man gerade in Preußen dem Vordringen des Eisenbetonbaues anfangs sehr zurückhaltend gegenüber gestanden hat.

Die neuen Vorschriften über Prüfung, Ausführung und Abnahme der Eisenbetonkonstruktionen sind weiter ausgearbeitet und verschärft sowie in bezug auf eine große Zahl von Einzelheiten, nämlich Anfertigung der Probewürfel, Art der Zuschläge, Reinigung der Eiseneinlagen und deren Umstampfung mit feinerem Beton, Art der Einschalung, Fristen für deren Entfernung bei verschiedenen Bauteilen, geregelt worden. Die Fristen sind erheblich verlängert, bei Decken auf 8 Tage gegen 3, bei Balkenstützen auf 3 Wochen statt 2; bei größeren Stützweiten sind Fristen bis zu 6 Wochen vorgeschrieben; bei mehrgeschossigen Gebäuden darf die Stützung der unteren Decken und Balken erst dann entfernt werden, wenn die Erhärtung der oberen soweit vorgeschritten ist, daß diese sich selbst zu tragen vermögen. Bei der Durchführung dieser Bestimmungen ist allerdings die Mitwirkung der Baupolizei in ungewohntem Maße herbeigeführt; so z. B. soll die Entfernung irgend welcher Schalungen und Stützen nur nach vorheriger Anzeige zulässig sein. Der Beginn der einzelnen Arbeiten braucht aber nach den Vorschriften nicht angezeigt zu werden. Es soll also durch die Möglichkeit des Eingreifens der Polizeibehörde bei allen Zwischenabschnitten der Ausführung die strenge Durchführung der Vorschriften gesichert werden, was an sich gut zu heißen ist. Es bleibt aber wohl abzuwarten, ob die Polizei die vielen Anzeigen nicht mangels Kontrollpersonales lediglich in ihre Akten heftet, bis ein ernsterer Unfall die Gefahren des ungenügend beaufsichtigten Eisenbetonbaues vor Augen führt. Ich glaube, es würde die Sicherheit der Ausführung wesentlich mehr erhöhen, wenn etwa durch berufene Vereine die Poliere und Unternehmer amtlich geprüft würden, ob sie die staatlichen Vorschriften für die Ausführung des Eisenbetons genau kennen und durchführen können. Die Schaffung eines tüchtigen Betonpolierstandes ist in erster Linie dringend nötig. Nur zu häufig fehlt hier leider die technische Befähigung; die Betonpoliere entstammen meist den ungelernten Arbeitern. Wie mir wohl bekannt, haben die größeren Firmen einwandfreie Poliere; auch stellen solche Firmen auf jedem Bau junge Ingenieure an, die die richtige Ausführung, namentlich die genaue Lage und Stärke der Eiseneinlagen, verantwortlich überwachen und sich deshalb dauernd auf dem Bauplatz befinden. Man bedenke jedoch, daß die nachträgliche oder gelegentliche Prüfung der Ausführung beim Betonbau mehr als auf irgend einem andern Baugebiete schwierig, ja fast unmöglich ist. Nach dieser Richtung hin sollte der Staat Forderungen und Bedingungen stellen; aber Anzeigen an die Baupolizei zu richten, ist meines Erachtens praktisch zwecklos. Mir stehen in meiner Tätigkeit als gerichtlicher Sachverständiger die Beweise hierfür auch bezüglich der Eisenkonstruktionen des Hochbaues zur Verfügung.

Im zweiten Teile sind die Leitsätze für die statische Berechnung erheblich erweitert. Die Fälle, wo das größte Balkenmoment mit $\frac{pl^2}{10}$ gerechnet werden darf, sind erörtert; für ringsum aufliegende Platten mit sich kreuzenden Eiseneinlagen ist sogar $\frac{pl^2}{12}$ als größtes Moment gestattet. Das Elastizitätsmaß des Eisens ist zu dem Fünfzehnfachen von dem des Betons anzunehmen, wenn nicht ein andres nachgewiesen wird. Neu ist bei Bauten, die der Witterung, der Nässe, den Rauchgasen und ähnlichen schädlichen Einflüssen ausgesetzt sind, die milde und wohl berechtigte Forderung, Risse im Beton infolge der vom Beton zu leistenden Zugspannungen zu vermeiden, indem nur der Nachweis nötig ist, daß zwei Drittel der Zugfestigkeit des Betons nicht überschritten werden. Daß die zulässige Druckspannung des Betons auf ein Sechstel der nachgewiesenen Druckfestigkeit gegenüber einem Fünftel früher und die Zug- und Druckspannung des Eisens von 1200 kg/qcm auf 1000 kg/qcm bei Biegung herabgesetzt ist, kann auch nur gutgeheißen werden. Die Haftspannung ist stets nachzuweisen, was früher nicht vorgeschrieben war, und zwar dürfen 4,5 kg/qcm wie bei der Schubspannung nicht überschritten werden. In Stützen soll die Druckspannung des Betons kleiner als $^1/_{10}$ der Druckfestigkeit sein und die Einlagen auf Knicken mit 5facher Sicherheit berechnet werden. Ueberhaupt müssen Stützen auf Knicken berechnet werden, wenn ihre Höhe mehr als das 18fache der kleinsten Querschnittabmessung beträgt. Querverbände sollen den Abstand der Eiseneinlagen festlegen in Entfernungen, die das 30fache ihres Durchmessers nicht überschreiten. Es hätte noch der Vollständigkeit halber zweifelfreier Bestimmungen über die Beanspruchung von Stützen auf Biegung bedurft. Gerade bei Gebäuden mit Betoneisenstützen in Verbindung mit Betonbalken tritt dieser Fall doch eigentlich immer ein, und es bleibt nun unklar, ob hier die Bestimmungen über Biegung gelten, oder die über Stützen mit reinem Druck, oder ein beliebiger Mittelwert. Durchgehende Balken und Platten dürfen nach den hierfür geltenden Regeln bis für 3 Felder zusammenhängend berechnet werden, und zwar mit gleichmäßig verteilter Belastung, sofern die Nutzlast 1000 kg/qm nicht überschreitet. Andernfalls soll die Berechnung auch für die »ungünstigste Lastverteilung« angestellt werden. Damit soll wohl gemeint sein, daß bei derart großen Nutzlasten die durch ungleichmäßige, der Wirklichkeit entsprechende Lastverteilung hervorgerufenen ungünstigsten äußeren Kräfte berechnet werden sollen; denn eine durch gleichmäßige Verteilung größerer Nutzlasten entstandene Konstruktion könnte doch leicht, sogar schon bei Probebelastungen nach den entsprechenden Vorschriften, in große Gefahr kommen.

In 45 Formeln ist das Rechenverfahren für die Ermittlung der inneren Kräfte festgelegt, sowohl für reine Biegung ohne Berücksichtigung der Betonzugspannungen und mit deren Berücksichtigung bei den verschiedensten Querschnittgestaltungen des Betoneisenbalkens, als auch für den zentrischen Druck. Ueber die Berechnung von Gewölben enthalten die Bestimmungen leider nichts; ihre Bedeutung für den Hochbau, besonders für reine Nutzbauten, wird meines Erachtens unterschätzt.

Zwei Zahlenzusammenstellungen sind beigefügt, um bei gegebenen Momenten und Querschnittabmessungen die Beton- und Eisenspannungen oder bei gegebenen Momenten und angenommenen Beton- und Eisenspannungen die Querschnittabmessungen leicht zu berechnen. Die erste Zusammenstellung ist weniger zweckmäßig als die zweite. Um Unklarheiten des Gegebenen zu vermeiden, sind dann die am häufigsten vorkommenden Konstruktionsarten an der Hand von 10 Beispielen ausführlich berechnet. Ein Beispiel für große Lasten fehlt, wodurch die oben angeführte Unklarheit bei durchgehenden Balken entstanden ist.

Man kann aber jedenfalls sagen, daß im ganzen doch recht viel vom Ministerium getan ist, um einer soliden Entwicklung des Eisenbetonbaues im Hochbau die Wege zu ebnen. Der Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine und besonders auch der Deutsche Betonverein haben durch ihre Beschlüsse und Anregungen hierzu ein Beträchtliches beigetragen. Nur die Kontrolle der Ausführung erscheint verfehlt. Nicht die Polizei, sondern die Selbstprüfung eines vertrauenswürdigen Unternehmertums wird gegen

[1]) Verlag von Ernst & Sohn, Berlin; Preis 60 Pfg.

die Gefahren, welche in der Ausführung des Eisenbetonbaues liegen, sichern.

Bei dieser Sachlage wird sich der Eisenbeton zweifellos kräftig weiter entwickeln, während in der Verwendung der reinen Eisenkonstruktionen im Hochbau ein Rückgang vor der Tür steht. Darüber dürfen sich die Eisenleute nicht täuschen. Sie haben in der Zeit der Hochkonjunktur nach dieser Richtung die Hände in den Schoß gelegt. Die Bestimmungen über die Verwendung von Eisenkonstruktionen im Hochbau sind veraltet. Ich habe wiederholt Gelegenheit gehabt, Geschäftshäuser in Berlin sowohl für Eisenbeton als auch in reiner Eisenkonstruktion zu berechnen und durchzuarbeiten und durch Ausschreibung zu vergleichen. Es handelte sich dabei im wesentlichen darum, ob Stützen, Unterzüge und Deckenträger aus Eisen oder in Eisenbeton hergestellt werden sollten. In den meisten Fällen schlug der Vergleich bei Unterschieden von 10 bis 20 *M* für 1 qm bebaute Fläche eines fünfstöckigen Geschäfts- oder Lagerhauses zugunsten des Eisenbetonbaues aus. Bei einem im Sommer oder in frostfreier Jahreszeit auszuführenden Rohbau muß solchen Unterschieden gegenüber bei allen Vorzügen des Eisenbaues die Entscheidung zu dessen Ungunsten fallen.

Hierbei kommt aber meines Erachtens auch wesentlich in Betracht, daß die Bestimmungen über Eisenkonstruktionen im Hochbau dringend einer Durchsicht bedürfen. Die ministeriellen Bestimmungen vom 16. Mai 1890 über statische Berechnungen von Hochbaukonstruktionen liegen den baupolizeilichen Anforderungen in den meisten größeren Städten zugrunde. Diese enthalten neben ausführlichen Festsetzungen von Eigengewichten sowie Schnee- und Windlasten die zulässigen Beanspruchungen von Baumaterialien und unter anderm für Schmiedeisen, die bei der Berliner Baupolizei für Zug und Druck zu 750 kg/qcm, für Abscherung zu 600 kg/qcm festgesetzt sind. Infolge Erlasses vom 16. Februar 1899 ist die Beanspruchungsgrenze allerdings bei Flußeisen für Zug und Druck auf 875 kg/qcm und »bei Gliedern genau berechneter, zusammengesetzter Konstruktionssysteme auf 1000 kg/qcm« erhöht worden. Ueber die Belastungsannahmen sind nur sehr rohe, runde Werte angegeben; und ihnen folgend, haben sich rohe Rechenverfahren für einfache Fälle mit vollem Recht eingebürgert; auch die Ausführung weist gegenüber den sonstigen Bestimmungen des Eisenbaues manche Rohheiten auf, für die das Material doch viel zu kostbar erscheint. In neuerer Zeit hat nun infolge Einrichtung eines besonderen statischen Bureaus die Berliner Baupolizei — und was diese bestimmt, wird in andern Orten zumeist auch verlangt — auf eigenen Beschluß die Belastungsannahmen vielfach erhöht und eine wesentlich genauer durchgearbeitete Einzelberechnung verlangt, ohne daß die zulässigen Grenzen der Beanspruchung folgerichtig erweitert werden durften, da diese ja ministeriell festgelegt sind. Dadurch ist der Eisenbedarf erhöht und infolgedessen der Wettbewerb mit dem Eisenbeton, wie oben dargelegt, erschwert. Es würde hier viel zu weit führen, wenn ich auf die Einzelheiten näher eingehen wollte.

Wo die beteiligten Fachkreise mitgewirkt haben, sind schon Sondervorschriften erreicht; z. B. bestehen über die Standfestigkeit von Schornsteinen seit dem 30. April 1902 wesentlich günstigere Vorschriften für Preußen als die allgemeinen vom 16. Februar 1899. Ebenso sind über Bahnsteighallen und eiserne Dachbinder seit dem 14. Februar 1897 für die Kgl. Eisenbahnverwaltung aus demselben Ministerium Vorschriften erlassen, um den »unnötig großen Materialaufwand« zu vermeiden, denen zufolge bei Eigengewicht und Schneedruck 1200 kg/qcm, bei Eigengewicht, Schnee- und Winddruck 1600 kg/qcm für Flußeisen zulässig sind, eine 4fache statt der 6fachen Knicksicherheit verlangt und eine Scherspannung von 1000 kg/qcm, ein Lochleibungsdruck von 2000 kg/qcm zugelassen ist; hier ist es gleichgültig, ob vollwandige, gewalzte oder genietete Träger oder Fachwerk zur Verwendung kommen. Keinesfalls haftet diesen staatlichen Sonderbestimmungen ein Mangel an üblicher Sicherheit an. Es soll nicht geleugnet werden, daß die Qualitätsanforderungen der Staatseisenbahnverwaltung, wo Ingenieure die Bauleitung inne haben, im allgemeinen größer sind als im Hochbau, wo man sich meistens um die Normalbestimmungen nicht viel kümmert. Die Sachlage ist aber heute doch nicht so, daß deshalb nur die kgl. Eisenbahnverwaltung allein berechtigt wäre, sich gegen »Eisenverschwendung« zu schützen. Die Gefahren eines nicht aufs peinlichste durchgeführten Betoneisenbaues sind unverhältnismäßig viel größer als die des schlechtest überwachten reinen Eisenbaues, der unabhängig von der Witterung seine Tragfähigkeit und Sicherheit der Arbeit in der Fabrik verdankt. Hier Wandel zu schaffen und Anregungen nach dem Vorbilde der oben erwähnten Vereine zu geben, wäre Aufgabe der beteiligten Kreise und Vereine. Es handelt sich um ihre eigenen wirtschaftlichen Interessen ebenso wie um volkswirtschaftliche. Durch zeitgemäße und eingehendere Bearbeitung von Vorschriften über die Ausführung, Ueberwachung und Berechnung von Eisenkonstruktionen des Hochbaues (dem Brückenbau fehlt es nicht daran) wäre allen gedient und der Wettbewerb mit dem Eisenbeton auf eine gerechtere Grundlage gestellt.

Vielleicht geben diese Zeilen einen Anstoß nach dieser Richtung.

Berlin. K. Bernhard.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Ministère du commerce, de l'industrie et du travail. Exposition universelle et internationale de Liège 1905, section française. Classes 19, 20, 21, 22. Von M. Compère. Paris 1906, Comité français des expositions à l'étranger. 88 S. mit 36 Fig.

La meccanica nella scuola e nell'industria. Teil 1. Meccanica generale — Statica — Cinmatica — Dinamica — Meccanica applicata — Resistenza dei materiali — Trasmissioni — Teoria delle machine. Von P. Contaldi. Mailand 1908, Ulrico Hoepli. 711 S. mit 563 Fig. Preis 16 L.

Behördenorganisation und Besoldungsordnung. Ein Beitrag zu der bevorstehenden allgemeinen Aufbesserung der Beamtengehälter. Von Dr. Gustav Louis. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. 24 S. Preis 0,60 *M*.

Praktische Anleitung für Bau, Behandlung und Reparatur von Akkumulatoren. Ratgeber für die Werkstatt. Von Alfred Luscher. Dresden-N. 1907, Selbstverlag. 60 S. mit 44 Fig. Preis 1,50 *M*.

Lehrbuch der Geologie und Mineralogie für höhere Schulen. Große Ausgabe für Realgymnasien und Oberrealschulen. Von Dr. Paul Wagner. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 208 S. mit 284 Fig. und 3 Taf. Preis 2,80 *M*.

Die Starkstromtechnik. Ein Hand- und Lehrbuch in zwei Bänden. 2. Bd. Verbrauch, Verteilung und Messung der elektrischen Energie. Von Wilh. Biszan. Leipzig 1907, Carl Scholtze (W. Junghans). 495 S. mit 608 Fig. Für beide Bände 30 *M*.

Kalender für Eisenbahn-Techniker. Begründet von Edm. Heusinger von Waldegg. Neubearbeitet von A. W. Meyer. 35. Jahrgang 1908, 2 Teile. Wiesbaden 1908, J. F. Bergmann. Preis 4,60 *M*.

Die Amtstitel und Rangverhältnisse der Reichs- und Preuß. Staatsbeamten usw., ferner Bestimmungen über Diplomprüfungen und über Erlangung und Führung akademischer Würden, Wohnungsgeldzuschüsse, Tagegelder, Fuhrkosten und Umzugskosten. Von H. Lorenz. Berlin-Plötzensee 1907, Selbstverlag. 120 S. Preis 1,25 *M*.

Beton-Kalender 1908. Taschenbuch für Beton- und Eisenbetonbau sowie die verwandten Fächer. Herausgegeben von der Zeitschrift »Beton und Eisen«. 3. Jahrgang. Teil 1 und 2. Berlin 1907, Wilhelm Ernst & Sohn. Preis 4 *M*.

Kalender für Straßen- und Wasserbau- und Kultur-Ingenieure. Begründet von A. Rheinhard. Neubearbeitet von R. Scheck. 35 Jahrgang. 3 Teile. Wiesbaden 1908, J. F. Bergmann. Preis 4,60 *M*.

Grundriß des Maschinenbaues. Von E. Immerschitt. Zehnter Band. Hebezeuge. Von H. Wettich. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 325 S. mit 355 Fig. Preis 8,80 *M*.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Beleuchtung. Heim, Carl. Gas oder Elektrizität? Eine zeitgemäße Betrachtung zur Beleuchtungsfrage. Vortrag. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 0,90 *M*.

Bergbau. Lemberg, Heinr. Die Steinkohlenzechen des niederrheinisch-westfälischen Industriebezirks, des Aachener Bezirks und des Saargebiets, der Pfalz und von Elsaß-Lothringen sowie die Braunkohlengruben des rheinischen Braunkohlengebiets. Ausgabe 1907. 12. Aufl. Dortmund 1907. Krüger. Preis 3 *M*.

— Maucher, Wilh. Leitfaden für den Geologie-Unterricht an Berg- und Hüttenschulen. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 2,50 *M*.

— Maucher, Wilh. Die sächsischen Erz- und Kohlenvorkommen. Freiberg 1907. Craz & Gerlach. Preis 1 *M*.

— Pütz, Otto. Das Spülversatzverfahren. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 2 *M*.

Brennstoffe. Analyses of British coals and coke, and the characteristic of the chief coal seams worked in the British isles. London 1907. Chichester Press. Preis 12 *M*.

Chemische Industrie. Bibliothek der gesamten Technik. Bd. 47: Schipmann, W. Aus der Praxis eines Glashüttenfachmannes. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 1,20 *M*.

— Escard, Jean. Le verre et sa fabrication au four électrique. Grenoble 1907. Gratier & Rey. Preis 3,50 *M*.

— de La Coux, H. L'eau dans l'industrie. 2. Aufl. Paris 1907. Dunod & Pinat. Preis 16 *M*.

Dampfkraftanlagen. Dosch, A. Brennstoffe, Feuerungen und Dampfkessel. Ihre Wirtschaftlichkeit und Kontrolle. Hannover 1907. M. Jänecke. Preis 12,50 *M*.

— Heck, R. C. H. The steam engine and other steam motors. London 1907. Paul, Trübner & Co. Preis 25,20 *M*.

Eisenbahnwesen. Die Eisenbahntechnik der Gegenwart. IV. Bd.: Stadtbahnen. Lokomotiven und Triebwagen für Schmalspur-, Förder-, Straßen- und Zahnbahnen. Wiesbaden 1907. Kreidel. Preis 12,50 *M*.

— Handbuch der Ingenieurwissenschaften in 5 Teilen. V. Tl.: Der Eisenbahnbau, ausgenommen Vorarbeiten, Unterbau und Tunnelbau. IV. Bd. 1. Abtlg. Leipzig 1907. Engelmann. Preis 14 *M*.

— Nowak, A. Der Eisenbetonbau bei den neuen von der k. k. Eisenbahnbaudirektion ausgeführten Bahnlinien Oesterreichs. (Sonderdr.) Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 4 *M*.

— Taylor, A. T. Modern British locomotives. London 1907. Spon. Preis 5,20 *M*.

— Thierry, J. B. Etude sur le métropolitain de Paris, ses installations intérieures. Paris 1907. Béranger. Preis 7,50 *M*.

Eisenkonstruktionen, Brücken. Kersten, C. Brücken in Eisenbeton. 1. Tl.: Platten- und Balkenbrücken. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 4 *M*.

— Lauenstein, R. Die Eisenkonstruktionen des einfachen Hochbaues. 1. Tl: Das Eisen und seine Verbindungen. 4. Aufl. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 3 *M*.

Elektrotechnik. Biscan, Wilh. Die Starkstromtechnik. Leipzig 1907. Scholtze. Preis 15 *M*.

— Murray, J. E. A handbook of wireless telegraphy. London 1907. Lockwood. Preis 12,50 *M*.

— Sewell, T. The construction of dynamos. (Alternating and direct current.) London 1907. Lockwood. Preis 9 *M*.

— Strecker, Karl. Die Telegraphentechnik. Fünfte verm. Auflage. Berlin 1907. Julius Springer, Preis 6 *M*.

— Thomälen, Ad. Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Dritte verb. Auflage. Berlin 1907 Julius Springer. Preis 12 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Einige Betrachtungen über die Erzeugung des Wetterstromes in tiefen Gruben. Von Kegel. (Glückauf 16. Nov. 07 S. 1530/33) Erläuterung der Ursachen, welche bei der Bewetterung einer tiefen Grube neben dem durch den Ventilator erzeugten Wetterstrom den natürlichen Wetterstrom hervorrufen. Berechnung der Größe des letzteren, der bei der Bemessung der Grubenweite zu berücksichtigen ist.

Dampfkraftanlagen.

Steam production from the cheaper grades of anthracite. Von Ennis. Schluß. (Eng. Magaz. Nov. 07 S. 294/302) Allgemeine Betrachtungen über Luftzuführung, Rostfläche und Heizfläche, Rostbeschickung und künstlichen Zug.

Neuere Dampfturbinenbauweisen. Von Gentsch. (Z. f. Turbinenw. 9. Nov. 07 S. 467/70*) Verminderung der Spaltverluste (Turbine von Oddie). Druckstufenturbine mit zwei Zylindern von Dujardin & Cie.

Développement des turbines à vapeur d'échappement. Von Rateau. (Rev. Méc. 31. Okt. 07 S. 356 87*) Neuerer zusammenfassender Vortrag über den Umfang der Abdampfverwertung in Niederdruckturbinen und die Einrichtungen hierzu.

Tests of large turbo-generators in the United States. Forts. (Engineer 15. Nov. 07 S. 499*) Versuche an der 7500 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamo im Waterside-Kraftwerk Nr. 2 der New York Edison Co. S. Zeitschriftenschau v. 9. Nov. 07. Versuche an den 9000 KW-Curtis-Turbodynamos der Commonwealth Electric Co. in Chicago und den 5000 KW-Curtis-Turbodynamos in Boston.

Eisenbahnwesen.

Die Engländer und ihr Verkehrswesen. Von Frahm. (Glaser 15. Nov. 07 S. 185/93) Aufbau der Eisenbahnverwaltung und Diensteinteilung. Vorbildung der Beamten. Güter- und Verschiebebahnhöfe. Triebwagen und Güterwagen von 20 t und mehr. Signal- und Sicherungswesen. Lokomotivbau. Elektrischer Betrieb. Straßenverkehr. Kanäle.

Die elektrischen Bahnen der Vereinigten Staaten Amerikas. Von Törpisch. Schluß. (Glaser 15. Nov. 07 S. 195/99*) Kraftwagen mit Verbrennungsmotoren, mit mechanischer und mit elektrischer Uebertragung. Vergleich der einzelnen Bauarten. Bericht über eine Studienreise in England.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

Die elektrischen Bahnen Nordamerikas. Von Reinhart. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 15. Nov. 07 S. 789/94*) Einfache Reihen-Parallel-Steuerung, Sprague-Vielfachsteuerung der General Electric Co. und gemischte elektrische und Druckluft-Steuerung der Westinghouse Co. Verkehr, Sicherungen, Einziehen des Fahrgeldes, Nebenunternehmungen. Einphasenstrom-Bahnen.

Le métropolitain à marchandises de Chicago. Von Le Chatelier. (Rev. gén. Chem. de Fer Okt. 07 S. 335/45*) Angaben über die Gesamtanlage des Tunnelnetzes, den Bauvorgang und den gegenwärtigen Zugbetrieb der Illinois Tunnel Co. Umfang des Verkehrs und bisherige Betriebsergebnisse.

Eight-coupled mineral locomotives; Hull and Barnsley Railway. (Engng. 15. Nov. 07 S. 681* mit 1 Taf.) Die $^4/_4$-gekuppelte Zwillings-Güterzuglokomotive mit innenliegenden Zylindern von 483 mm Dmr. und 660 mm Hub wiegt im Betrieb rd. 61,5 t. Der dreiachsige Tender faßt 4 t Kohle und 12,5 cbm Wasser. Ausführliche Konstruktionszeichnung.

Le matériel roulant des chemins de fer à l'exposition de Milan. Von Georges. Forts. (Rev. gén. Chem. de Fer Okt. 07 S. 279/320*) Eisenbahnmotorwagen: Dampfwagen der Italienischen Staatsbahnen, der Maschinenfabrik Eßlingen, von Ganz & Co., von F. X. Komarek und von V. Purrey. Benzin-elektrischer Wagen von J. Weitzer. Elektrische Bahnen: Motorwagen der Gleichstrombahnen Mailand-Gallarate und Mailand-Porto Ceresio und der Einphasenbahn Blankenese-Ohlsdorf. Forts. folgt.

Elektrisch betriebene selbsttätige Bahnschranke. Von Herzog. (El. u. Maschinenb. Wien 17. Nov. 07 S. 896/97*) Die von der Maschinenfabrik Oerlikon für die elektrische Bahn Montreux-Berner Oberland gebaute Schranke wird mittels eines $^1/_{10}$-pferdigen Motors betätigt, der den Strom durch eine Verbindungsleitung nach dem Stromabnehmer des herannahenden Zuges erhält.

Electrically-driven traversers. (Engineer 15. Nov. 07 S. 504*) Schiebebühnen von 25 t und 16 t Tragkraft, ausgeführt von den Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerken und von C. Schenck A.-G. in Darmstadt.

Eisenhüttenwesen.

Heavy foundations for the new steel works at Gary, Ind. (Eng. Rec. 2. Nov. 07 S. 474/77*) Darstellung der Gründungsarbeiten und der Betonmischanlagen für das an der Südspitze des Michigan-Sees gelegene neue Stahlwerk der United States Steel Corporation. Das Werk erhält 16 Hochöfen, deren Gichtgase zum Betrieb von 10 Gasgebläsemaschinen und 15 Gasdynamos von je 2000 KW dienen. Beim Bau sind 3 bis 4 Betonmischanlagen im Betrieb gewesen, die in 10 st je 270 bis 310 cbm geleistet haben.

Neues in österreichischen Eisenhüttenwerken. Von Naske. (Stahl u. Eisen 13. Nov. 07 S. 1645/52* mit 1 Taf.) Neuan-



lagen der Witkowitzer Bergbau- und Eisenhüttengewerkschaft, bestehend aus zwei 400 t-Hochöfen, 2 Kuppelöfen von je 5 t/st in der Gießerei, einer 4500 t-Schmiedepresse und einer Anlage zum Zementieren und Härten von Geschossen im Gußstahlwerk, einer Schweißanlage für Wassergas im Röhrenwalzwerk. Forts. folgt.

Elektrische Induktionsöfen und ihre Anwendung in der Eisen- und Stahlindustrie. Von Engelhardt. Forts. (ETZ 14. Nov. 07 S. 1104/08*) Darstellung von 4 Kippvorrichtungen für Kjellin-Oefen. Einphasen-Wechselstrommaschine der Kraftanlage für den Ofen in Völklingen. Schluß folgt.

Eisenkonstruktionen, Brücken

Ponts de chemins de fer à une travée et à voie normale. Von Pentecôte. (Rev. gén. Chem. de Fer Okt. 07 S 321/34* mit 1 Taf.) Ausführliche statische Berechnung einer Parallelträgerbrücke für ruhende und fahrende Zugbelastung.

Sur le calcul des pièces métalliques chargées de bout dont les âmes sont à treillis. Von Chaudy. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 07 S. 111/19*) Knickfestigkeit von genieteten Säulen aus Winkeleisen.

The erection of the Moodna Creek viaduct. (Eng. Rec. 26. Okt. 07 S. 451/52*) Darstellung des Baues der 975 m langen und 55,5 m hohen eingleisigen Brücke der Erie and Jersey R. R. über den Moodna Creek, die abwechselnd aus Oeffnungen von 12,1 und 24,4 m Spannweite besteht und für den späteren zweigleisigen Ausbau eingerichtet ist. Zum Bau ist eine verschiebbare Brücke von 61 m Länge mit zwei Auslegern am Ende verwendet worden, in der ein Laufkran von 15 t eingebaut ist.

Elektrotechnik.

Public lighting service, corporate and municipal. Von Boughton. (Eng. Magaz. Nov. 07 S. 311/24) Wirtschaftliche Betrachtungen über kleine und mittelgroße elektrische Kraftwerke. Anlagekosten und Kosten des erzeugten Stromes.

The hydro-electric development in the St. Mary's River at Sault Ste. Marie, Mich. (Eng. Rec. 2. Nov. 07 S. 483/86*) Wasserkraft-Elektrizitätswerk der Edison Sault Electric Co. am St. Mary's River, der die Grenze zwischen Kanada und den Vereinigten Staaten bildet. In dem Kraftwerk werden rd. 5 m Gefälle in 2 senkrechten Samson-Turbinen von je 750 PS und 100 Uml./min ausgenutzt, die je mit einer 4000 V-Drehstromdynamo von 450 KW und 60 Per./sk unmittelbar gekuppelt sind. Ein weiterer Maschinensatz ist im Bau begriffen; nach dem völligen Ausbau wird die Anlage aus 9 Turbinendynamos bestehen. Die Spannung wird auf 500 V für Kraftzwecke und auf 220 V für Beleuchtungszwecke erniedrigt. Bauvorgang.

The supply of electrical energy for industrial purposes by the Manchester Corporation. (El. World 26. Okt. 07 S. 801/03*) Das Kraftwerk in der Stuart-Straße in Manchester (Engl.) enthält Dampfdynamos von insgesamt 27000 und eine Turbodynamo von 7800 PS, wovon 10000 PS für Privatkraftwerke, der Rest für Licht und Straßenbahnen abgegeben wird. Der hochgespannte Wechselstrom wird zum Teil in Unterstationen der Gesellschaft auf niedrige Spannung gebracht, teils unmittelbar an die Abnehmer abgegeben, die eigene Umformer besitzen. Darstellung derartiger Umformerstellen.

Das Umformerwerk »Krummestraße« der Berliner elektrischen Hoch- und Untergrundbahn. Von Idelberger. Schluß. (ETZ 14. Nov. 07 S. 1102/04*) Die Pirani-Maschinen. Pufferbatterie. Entlüftanlage. Wasserversorgung und Entwässerung. Hochspannungskabel.

Gleichstrom-Maschinen mit Wendepolen. Von Rothert. (ETZ 14. Nov. 07 S. 1108/09) Ankerwicklung, Zahl, Form und Anordnung der Wendepole an gewöhnlichen und verwickelter gebauten Gleichstrommotoren. Für letztere empfiehlt sich der Bau als besondere »vollkommene« Hülfspolmaschine.

Direct-current motors, their action and control. Von Crocker und Arendt. (El. World 2. Nov. 07 S. 852/54*) Einteilung der Motoren. Theoretische Behandlung des Nebenschlußmotors.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 16. Nov. 07 S. 723/26*) Motoren von Eickemeyer, Pieper, Schramm, Finzi, Rinkel, Zani, Lundell, Oerlikon, Siemens-Schuckert-Werke, Arnold, La Cour, Cramp. Nebenschlußmotoren von Anthony, Jakson, Ryan, Patten, Hunter, Bradley, Stanley jr. und Kelly, Helios. Forts. folgt.

Regelung von Repulsionsmotoren durch Bürstenverschiebung. Von Schnetzler. (ETZ 14. Nov. 07 S. 1097/99*) Der Einfluß der Bürstenverschiebung auf Strom- und Feldstärke und auf die Anzahl der an der Bildung des Drehmomentes beteiligten Ankerstäbe, untersucht an dem Beispiel eines Repulsionsmotors mit Déri-Schaltung. Verhältnisse beim Anlauf des Motors. Schluß folgt.

Convenient tests for central station operators. Von Hollis. (El. World 2. Nov. 07 S. 859/60*) Schaltungen an Umformern und Spannungsmessern, um Messungen verschiedenster Art schnell und bequem auszuführen.

Die Berechnung der Belastungswiderstände für große Wechselstromgeneratoren. Von Richter. (El. u. Maschinenb. Wien 17. Nov. 07 S. 889/96*) Wasserwiderstände zur Erprobung von Wechselstrom- und Drehstrommaschinen. Wassermenge, Größe und Entfernung der Elektroden, Größe der Gefäße, Schaltung, Isolation, Regelung der Belastung und des Wasserzulaufes.

The Thury direct-current transmission system. Von Kos. (El. World 26. Okt. 07 S. 804/09*) Augenblicklicher Stand der Thuryschen Fernübertragung hochgespannten Gleichstromes und Entwicklungsmöglichkeiten.

Erd- und Wasserbau.

Der Seehafen von Brügge. Schluß. (Deutsche Bauz. 13. Nov. 07 S. 637/42*) Konstruktionseinzelheiten und Bau der Hafenmole. Darstellung des zum Bau benutzten Kranes.

Land reclamation in Holland. (Engineer 15. Nov. 07 S. 491/92*) Geschichtliches über die Arbeiten zur Trockenlegung und die bis jetzt erzielten Erfolge. Vorgang beim Trockenlegen. Torfgewinnung. Forts. folgt.

An unusual plant for constructing a submarine tunnel at Chicago. (Eng. Rec. 26. Okt. 07 S. 446/50*) Von dem zur Wasserversorgung dienenden 16 km langen Southwest Lake and Land-Tunnel liegen 3,35 km 37,4 m tief unter dem Michigan-See bis zu einem Einlaufschacht von 3,3 m Weite. Von einem 2,3 km vom Ufer entfernten Zwischenschacht, von wo aus nach beiden Richtungen gebohrt worden ist, ist zum Fortschaffen des Gesteines sowie zum Befördern der Baustoffe und Arbeiter 10 m über dem Wasserspiegel eine Seilbahn angelegt worden. Darstellung des Bauvorganges und des Kraftwerkes.

Segmentschütz und Walzenwehr. Von Eger. Schluß. (Zentralbl. Bauv. 16. Nov. 07 S. 604/05*) An zwei Endstützen befestigtes, in Achslagern drehbares Segmentschütz. Vorteile dieser Konstruktion und Darstellung des Versuches, das Stemmtor der Mühlendammschleuse in Berlin durch ein Segmenttor zu ersetzen.

Gasindustrie.

Gasgeneratoren. Von Barkow. Forts. (Z. Dampfk. Maschbtr. 15. Nov. 07 S. 483/84*) Abweichungen des wirklichen Generatorganges von der Theorie an Hand einer Analysenzusammenstellung. Vorgang bei der Gaserzeugung. Forts. folgt.

Gesundheitsingenieurwesen.

Reinforced concrete sewers in Staten Island. (Eng. Rec. 2. Nov. 07 S. 486/89*) Umfang der im Bau begriffenen Abwässerungsanlage der 79000 Einwohner zählenden Insel. Darstellung der zur Anwendung kommenden Betoneisenkonstruktionen.

Gießerei.

Die pyrometrischen Effektbestimmungen bei festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen und die Dimensionierungen gießereitechnischer Feuerungseinrichtungen. Von Zemek. (Gießerei-Z. 15. Nov. 07 S. 687/91*) Berechnung der Abmessungen eines mit Steinkohle beheizten, 3 t Schmelzgut fassenden Flammofens für Eisen.

Specifications for iron and coke and method of testing foundry output. Von Moldenke. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Aug. 07 S. 385/90) Zusammensetzung von grauem und weißem Roheisen. Einfluß der chemischen Zusammensetzung von Kohle und Koks auf das Eisen. Prüfverfahren der American Society for Testing Materials.

Foundry cupola and iron mixtures. Von Keep. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 07 S. 367/83) Abmessungen und Ausmauerung des Kuppelofens. Gichttür, Düsen, Boden, Brust- und Stichloch. Beschicken und Betrieb, Winddruck, Abschlacken, Menge und Beschaffenheit der Koks. Chemische Zusammensetzung und physikalische Eigenschaften des Eisens. Roh- und Abfalleisen. Hartes, mittleres und weiches Eisen.

Ueber Temperöfen. Von Rietkötter. (Stahl u. Eisen 13. Nov. 07 S. 1652/55*) Temperöfen mit Steinkohlenfeuerung von Gebr. Hannemann & Co. in Düren und Doppeltemperofen mit Gasfeuerung von Pötter & Co. in Dortmund.

Molding a screw propeller in loam. Von Hart. (Am. Mach. 9. Nov. 07 S. 580/82*) Einformen einer Schiffschraube von 5 m Dmr. und 1,2 m Steigung unter Benutzung der alten Schraube als Modell und unter erschwerenden Umständen.

Hebezeuge.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. Forts. (Dingler 16. Nov. 07 S. 726/30*) Laufkran für Martinwerke mit einem unten hängenden, senkrecht verschiebbaren Pfannenausleger. Aelterer Gießwagen für gleichbleibende Ausflußhöhe des flüssigen Metalles, der mit Hülfe einer innerhalb des Schienengleises geführten Kette und an den Enden der Fahrbahn aufgestellter Druckwasserzylinder verfahren wird. Gießwagen mit elektrischem Antrieb für eine zwischen den Schienen befindliche Gießgrube. Elektrisch betriebene Gießkrane mit Seil- und starrer Pfannenführung.

Die elektrischen Aufzugsteuerungen der Firma A. Kühnscherf jr. Von Klein. Forts. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov.



07 S. 621/28*) S. Zeitschriftenschau v. 28. April 06. Drehstrommagnete. Halbelektrische Steuerung für Drehstrom. Druckknopfsteuerung für Drehstrom. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Der Wert der künstlichen Lüftung. Von Ruppel. (Zentralbl. Bauv. 13. Nov. 07 S. 597/99) Sauglüftung und Drucklüftung. Luftreinigungsanlage des Allgemeinen Krankenhauses St. Georg in Hamburg.

Heating and ventilating the Commercial National Bank building, Chicago. (Eng. Rec. 26. Okt. 07 S. 466/68* u. 2. Nov. S. 490/93*) Das 18 stöckige Gebäude liegt an der Ecke der Adams- und Clark-Straße. Die Anlage umfaßt 4 Feuerröhrenkessel mit selbsttätiger Beschickung, einen Kohlenbunker von 700 t und 4 stehende Verbundmaschinen, wovon 2 mit 125 KW- und 2 mit 200 KW-Dynamos gekuppelt sind. Der Abdampf wird zu Heizzwecken benutzt; vom ersten Stockwerk angefangen ist auch unmittelbare Heizung vorhanden. Die Lüftanlage.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A modern retail coal pocket. Von Steffens. (Eng. Rec. 2. Nov. 07 S. 479/81*) Darstellung der in Hoboken gelegenen Kohlenförder- und Behälteranlage. Die Unterkante des 2700 bis 3000 t fassenden Bunkers aus Holzkonstruktion liegt 3,65 m über der Straße, so daß die Kohle unmittelbar in Wagen abgefüllt werden kann.

Ueber neuere Gebäudelager für schüttbare Brennstoffe. Von Buhle. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 07 S. 628/30*) Kohlenbunker aus Eisenbeton über dem Beschickraum von Kesselhäusern. Die Bunker fassen den Bedarf an Kohlen für 1 bis 2 Wochen. Fahrbar aufgehängte Beschickvorrichtungen zum Befördern der Kohle nach der Feuerung an Stelle der Zulaufrohre. Elektrohängebahn zum Füllen der Bunker. Ausgeführte Anlagen.

Maschinenteile.

Design of helical and herringbone gears. Von Logue. (Am. Mach. 9. Nov. 07 S. 573/75*) Berechnen und Entwerfen von Schrauben- und Pfeilrädern mit einfachen Formeln. Durchrechnung verschiedener Beispiele. Das Schneiden der Zähne.

Materialkunde.

Nouveaux mécanismes et nouvelles méthodes pour l'essai des métaux. Von Breuil. Forts. (Rev. Méc. 31. Okt. 07 S. 336/55*) Druckversuche. Meßvorrichtungen für die Verkürzung. Druck-Elastizitätsgrenze. Ergebnisse von Druckversuchen. Forts. folgt.

Härtebestimmung mittels der Ludwikschen Kegelprobe unter Stoßwirkung. Von Geßner. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 15. Nov. 07 S. 799/800) Zahlenmäßige Zusammenstellung von Versuchen, die im Laboratorium der Technischen Hochschule in Wien vorgenommen worden sind, um festzustellen, inwieweit die ruhende Belastung durch Stoßbelastung ersetzt werden kann. Bei den Versuchen an Probekörpern aus Kupfer, Gußeisen, Flußeisen und Stahl hat sich ergeben, daß das Verfahren geeignet ist, um schnell Vergleichswerte verschiedener Stoffe zu erhalten oder um die gleichmäßige Beschaffenheit eines Stoffes zu prüfen.

Mathematik.

Théorie générale des abaques d'alignement de tout ordre. Von Clark. (Rev. Méc. 31. Okt. 07 S. 321/35*) Umfangreiche Ableitung eines Verfahrens zur zeichnerischen Darstellung von höheren Gleichungen mit drei Unbekannten. Forts. folgt.

Mechanik.

Ueber die Berechnung statisch unbestimmter Systeme. Von Engesser. (Zentralbl. Bauv. 16. Nov. 07 S. 606/07*)

Das elastische Triebwerk. Von Richter. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 07 S. 631/34*) Zurückführung auf 2 durch eine Feder verbundene schwingende Massen, von denen die eine die andre treibt. Untersuchung bei 4 schwingenden Massen. Forts. folgt.

Temperaturspannungen in einer kreisförmigen Platte. Von Enßlin. Schluß. (Dingler 16. Nov. 07 S. 721/23) Volle oder in der Mitte durchbrochene Kreisscheibe, bei der beide Ränder frei beweglich oder vollkommen eingespannt sind. In der Mitte durchbrochene Kreisscheibe mit einem vollkommen eingespannten und einem freibeweglichen Rande.

Oelreibung in Röhren. Beiträge zur Regulierung der Wasserturbinen. Von Camerer. (Z. f. Turbinenw. 9. Nov. 07 S. 461/67*) Die an einem selbsttätigen Oeldruckregler von Briegleb, Hansen & Co. angestellten Versuche haben ergeben, daß der Widerstand vom Oeldruck unabhängig ist, aber mit der mittleren Oelgeschwindigkeit und der Zähigkeit des Oeles proportional wächst. Versuchsanordnung. Ergebnisse.

Metallbearbeitung.

Neuere Schweißverfahren für Stahl- und Eisengußstücke. Von Wrede. Schluß. (Gießerei-Z. 15. Nov. 07 S. 676/77) Elektrische Verfahren von Benardos, von Slavianoff und von Rosenberg. Beschreibung der dazu erforderlichen Gleichstrom-Dynamomaschinen.

The fly cutter as a reference gage. (Am. Mach. 9. Nov. 07 S. 576/79*) S. Zeitschriftenschau v. 24. Aug. 07. Weitere Anwendungen der beschriebenen Messer an Fräsmaschinen.

Economics and advantages of grinding. Von Darbyshire. Forts. (Am. Mach. 9. Nov. 07 S. 586/88*) Schleifen von gehärteten Stücken. Trockenschleifen und Naßschleifen. Anwendung von Diamanten. Scharfbleiben der Scheiben. Erfahrung des Arbeiters.

Metallhüttenwesen.

Applied electro-metallurgy up to the end of 1906. Von Kershaw. Schluß. (Eng. Magaz. Nov. 07 S. 261/77*) Eisenlegierungen. Eisen und Stahl, Blei, Nickel, Silizium, Natrium, Zinn und Zink.

Motorwagen und Fahrräder.

Beitrag zur Berechnung der Lamellenkupplungen. Von Winkler. Forts. (Motorw. 10. Nov. 07 S. 940/49*) S. Zeitschriftenschau v. 16. Nov. 07. Schluß folgt.

The motor car exhibition at Olympia. (Engng. 15. Nov. 07 S. 675/78*) Konstruktionszeichnungen der Wagen der Daimler Co., von West, Ltd., und der Sheffield-Simplex Motor-Car Co. Forts. folgt.

Motor car exhibition at Olympia. (Engineer 15. Nov. 07 S. 492/94*) Neuer Dampfwagen des Highclere Motor-Car Syndicate, Ausstellung der Daimler Co., von Armstrong-Whitworth, Thornycroft und der Sheffield Simplex Motor-Car Co. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren. Von Blaeß. (Z. f. Turbinenw. 9. Nov. 07 S. 470/74*) Aufstellung der Hauptgleichungen nach den Gesetzen des Stoßes. Zusammenhang zwischen Fördermenge und Druckhöhe und zwischen Druckhöhe und Schaufelneigung. Forts. folgt.

High-speed air-compressors. (Engng. 15. Nov. 07 S. 691*) Kleine ein- und zweistufige Kompressoren mit Antrieb des Kolbens durch einen Kurbelzapfen, gebaut von Reavell & Co. Diagramme zur Darstellung des Arbeitsvorganges.

Schiffs- und Seewesen.

The Institution of Civil Engineers. Forts. (Engng. 15. Nov. 07 S. 698/700) Anwendung von flüssigem Brennstoff und Verbrennungsmaschinen. Hafen- und Dockbauten. Der Suez- und der Panama-Kanal. Häfen im Ausland und in den Kolonien. Entwicklung des Verkehrs mit Westafrika. Forts. folgt.

Die Schwäche der ⊏-Balken und die zu ihrer Beseitigung erforderlichen Maßnahmen. Von Stieghorst. (Schiffbau 13. Nov. 07 S. 85/89*) Der Verfasser will die Ausbiegungen der Trägerflansche dadurch verhindern, daß er die Träger symmetrisch zueinander einbaut. Verwendung von Z-Querschnitten.

Die Grundlagen der Konstruktionsgleichungen für Fischdampfer. Von Knipping. (Schiffbau 13. Nov. 07 S. 89/93*) Nach der vorliegenden Berechnung liegt die wirtschaftlich günstigste Marschgeschwindigkeit eines Fischereidampfers von 250 t Wasserverdrängung, 200 PS_i Maschinenleistung und 75 bis 80 t Bunkerinhalt zwischen 7 und 8 Knoten. Schluß folgt.

Die Unterseeboote Fiat-San Giorgio. (Schiffbau 13. Nov. 07 S. 95/98*) Die auf der Werft Muggiano erbauten italienischen Unterseeboote sind 42,18 m lang, 4,20 m breit und gehen bei 180 t Wasserverdrängung an der Oberfläche 2,1 m tief. Zum Antrieb mit höchstens 15 Knoten dienen drei Schrauben, die je mit einem Benzinmotor von 250 PS gekuppelt sind. Unter Wasser bei 230 t Wasserverdrängung werden die beiden äußeren Schrauben von 95 pferdigen Elektromotoren angetrieben, wobei 7 Knoten erzielt werden.

Marschturbinen, Rückwärtsturbinen und Ueberhitzung bei Turbinenschiffen. Von Langen. Schluß. (Schiffbau 13. Nov. 07 S. 98/102) S. Zeitschriftenschau v. 26. Okt. 07.

Construction du phare de Sanganeb (Mer Rouge). Von Charvaut. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 07 S. 120/40* mit 2 Taf.) Der 50,3 m hohe, am Fuß 25 m breite achteckige Turm aus Eisenkonstruktion ist 1,5 m tief in einem aus Beton und Bruchsteinmauerwerk bestehenden Unterbau eingesetzt. Das Blinklicht wird mit Petroleum gespeist, das dem Brenner mit Kohlensäure unter Druck zugeführt wird. Bauausführung durch die Société des Établissements Henry-Lepaute.

Straßenbahnen.

Leichter Motorwagen für die städtischen Straßenbahnen in Wien. Von Spängler. (El. Kraftbetr. u. B. 14. Nov. 07 S. 628* mit 1 Taf.) Der von der Maschinen- und Waggonfabriks-A.-G. vorm. J. Weitzer in Gratz gebaute Wagen ist 8,125 m lang und 2,04 m breit, für 22 Fahrgäste bestimmt und wiegt mit der Nutzlast 7150 kg.

Textilindustrie.

Maschine zum Imprägnieren der Stoffe mit Kupferoxydammoniak. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Nov. 07 S. 1319*) Ein Tränkjigger und eine Zylindertrockenmaschine sind hintereinander geschaltet, so daß ein ununterbrochenes Arbeiten möglich ist.



Apparat zum Bestimmen der Umdrehungszahlen und der Betriebskraft der Spinnereimaschinen. (Oesterr. Woll.- u. Leinenind. 16. Nov. 07 S. 1322/23*) Die von Thomas & Co. in Manchester in den Handel gebrachte Vorrichtung zeigt gleichzeitig die Umlaufzahl und die von der betreffenden Maschine beanspruchte Betriebskraft an.

The mechanism of the Northrop loom. Von Weber. (Text. Manuf. 15. Nov. 07 S. 374/75*) Beschreibung des Fadenwächters am Northrop-Webstuhl.

Wasserkraftanlagen.

Remodeled station of the Watertown Light and Power Company. (El. World 2. Nov. 07 S. 847/49*) Die neuen Maschinengebäude am Black-Flusse sind in Eisenbeton ausgeführt und enthalten 3 durch Wasserturbinen unmittelbar angetriebene Drehstromerzeuger von je 240 KW und eine mit einer 1000pferdigen Corliss-Maschine gekuppelte Drehstrommaschine für 2300 V. Der Dampf wird in 2 Stirling-Wasserrohrkesseln erzeugt.

Three low-head hydro-electric developments in Michigan. Schluß. (Eng. Rec. 26. Okt. 07 S. 462/66*) Das 6000 PS liefernde Big Rapids-Kraftwerk liegt 29 km stromaufwärts von Croton, nutzt ein Gefälle von 12,2 m aus und besteht aus 2 Westinghouse-Drehstromdynamos von 30 Per./sk und 6600 V Spannung, die mit je 4 Samson-Turbinen mit wagerechter Welle und 225 Uml./min unmittelbar gekuppelt sind. Die Spannung wird auf 72000 V erhöht. Darstellung der Erd- und Wasserbauten.

Werkstätten und Fabriken.

Les salaires à primes. Von Lecler. (Mém. Soc. Ing. Civ. Aug. 07 S. 141/92*) Umfassender Bericht über die verschiedenen Prämien-Lohnverfahren. Vergleich mit den gewöhnlichen Verfahren. Besprechung der verschiedenen Abarten und Untersuchung ihrer Ergebnisse. Bedingungen für die Anwendung der Prämienlöhnung.

New works on the Clyde. (Engineer 15. Nov. 07 S. 487/91* mit 1 Taf.) Das neue in Scotstown gelegene Werk von Yarrow & Co. umfaßt eine Kesselschmiede von 90 × 46 qm, eine Maschinenwerkstätte von 63 × 46 qm, eine Schmiede, eine Modellwerkstätte, eine Eisenbauwerkstätte, 8 Hellinge von 63 bis 66 m Länge und ein überdecktes Trockendock von 96 m Länge und 26 m Breite. Zum Betriebe dient elektrischer Strom, der von dem 1,6 km entfernten Kraftwerk Yoker der Clyde Valley Electric Power Co. bezogen wird.

Zucker- und Stärkeindustrie.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Forts. (Dingler 16. Nov. 07 S. 730/33*) Kalkmilchgefäß von Leclerc. Einrichtung von Stole zum Wägen und selbsttätigen Einstellen des Abzuges des Diffusionssaftes. Meßvorrichtung für den Diffusionssaft von Macas. Forts. folgt.

Rundschau.

Auf der Herbstversammlung des Iron and Steel Institute in Wien hat Zentraldirektor Kestranek von der Prager Eisenindustrie-Gesellschaft und der Böhmischen Montangesellschaft einen Vortrag über die **Eisenindustrie Oesterreichs während der letzten 25 Jahre** gehalten, dem wir folgendes entnehmen[1]):

Im Jahr 1882 betrug die Welterzeugung an Roheisen rd. 21 Mill. t; davon lieferte:

	1000 t
	rd. 8600
Großbritannien	» 4600
Vereinigte Staaten	» 3400
Deutschland (einschl. Luxemburg)	» 2000
Frankreich	» 700
Belgien	» 600
Oesterreich-Ungarn	» 400
Rußland	» 400
Schweden	» 100
Spanien	

Die jährliche Roheisenerzeugung aller Staaten beträgt heute rd. 61,5 Mill. t, wovon entfallen auf:

	1000 t
	rd. 27000
Vereinigte Staaten	» 12800
Deutschland (einschl. Luxemburg)	» 10100
Großbritannien	» 3400
Frankreich	» 2800
Rußland	» 1900
Oesterreich-Ungarn	» 1500
Belgien	» 600
Schweden	» 400
Spanien	

Hieraus geht hervor, daß Oesterreich-Ungarn in den letzten 25 Jahren auf seinem Platz an sechster Stelle geblieben ist, während sich bei andern Ländern manche Verschiebungen nach oben oder unten ergeben haben. An der Erhöhung der Roheisengewinnung hat Oesterreich gegenüber Ungarn den Hauptanteil: 1882 erzeugte Oesterreich von den gesamten 612000 Tonnen 436000 t (davon 230000 t Holzkohlenroheisen), Ungarn 176000 t; heute verteilen sich die 1910000 Tonnen mit 1434000 t (davon 52000 t Holzkohlenroheisen) auf Oesterreich, 430000 t auf Ungarn und 46000 t auf Bosnien.

Daß Oesterreich-Ungarn gegenüber andern Ländern derartig im Rückstand geblieben ist, liegt zunächst an dem Mangel an verkokbaren Kohlen, die sämtliche Länder mit stark entwickelter Industrie, wie Amerika, England und Deutschland, im Ueberfluß haben. Aus der folgenden Zahlentafel geht hervor, daß Oesterreichs Hauptförderung in Braunkohlen besteht.

Kohlenförderung im Jahr 1906.

		1000 t
Vereinigte Staaten		375500
Deutschland		193500
hiervon Steinkohle	137100	
Braunkohle	56400	
Großbritannien		255000
Frankreich		34300
hiervon Steinkohle	33600	
Braunkohle	700	
Rußland		19600
Oesterreich		37700
hiervon Steinkohle	13500	
Braunkohle	24200	
Belgien		23600

Der Bedarf an Steinkohlen wird durch die eigene Förderung nicht gedeckt; es werden zurzeit noch 7,5 Mill. t eingeführt, dagegen 900000 t Steinkohlen und 7,2 Mill. t Braunkohlen ausgeführt. Die Einfuhr überwiegt somit auch dem Brennwerte nach. Was die Koksgewinnung betrifft, so stellte Oesterreich 1906 1,7 Mill. t her, während z. B. Deutschland in demselben Jahr 20,3 Mill. t erzeugte; eingeführt werden zurzeit 600000 t Koks jährlich, denen eine Ausfuhr von 300000 t gegenübersteht

Durch den Mangel an Brennstoff wird Oesterreich-Ungarn an der Verhüttung seiner zum Teil sehr reichen Erzvorräte (z. B. steierischer Erzberg) gehindert. Wie Schweden und Spanien, die sich in ähnlicher Lage befinden, ist es gezwungen, einen Teil seiner Erzförderung an brennstoffreiche Länder, die auf Einfuhr von Erzen angewiesen sind, wie z. B. Großbritannien, Deutschland, abzugeben. Die Ausfuhr an Eisenerzen beträgt 324000, die Einfuhr 246000 t.

Aber nicht nur der Mangel an mineralischen Brennstoffen beeinträchtigt die österreichische Eisenindustrie, sondern auch der Umstand, daß diese nur auf kostspieligen Verkehrswegen zu den Erzeugstätten des Eisens gebracht werden können. Die Mittelpunkte der Roheisenerzeugung in Böhmen und Steiermark befinden sich wohl an reichen Fundstätten von Eisenerzen, entbehren aber vollständig der Kokskohlen, die sie aus Mähren, Schlesien und Westfalen herbeiholen müssen. Dagegen verfügt der Hauptplatz der Roheisenerzeugung im Ostrauer Gebiet zwar über reiche Kohlenlager, muß aber die Erze unter entsprechender Verteuerung aus Ungarn beziehen. Aehnlich ist es in allen andern Fällen.

Ein weiteres Hindernis für die Eisenindustrie bildet die mangelhafte Kaufkraft des Landes. Der Jahresabsatz im Inlande betrug:

an Handelseisen nicht mehr als	350000 t
» Trägern » » »	150000 »
» Schienen » » »	70000 »
» Feinblechen » » »	65000 »

Diese Zahlen werden noch durch die folgenden Zusammenstellungen ergänzt, die den jährlichen Eisenverbrauch verschiedener Länder in kg auf den Kopf der Bevölkerung, berechnet auf Grund der Roheisenerzeugung, unter Berücksichtigung des Außenhandels in Maschinen und sonstigen Eisenwaren, und den jährlichen Kohlenverbrauch in demselben Maße zeigen.

[1]) s. Stahl u. Eisen 2. Oktober 1907 S. 1405.



Jährlicher Eisenverbrauch auf den Kopf der Bevölkerung.

Vereinigte Staaten	320 kg
Großbritannien	220 »
Belgien	160 »
Deutschland	145 »
Frankreich	65 »
Oesterreich	50 »
Ungarn	25 »
Rußland	25 »

Jährlicher Kohlenverbrauch auf den Kopf der Bevölkerung.

Großbritannien	4680 kg
Vereinigte Staaten	4050 »
Deutschland	3140 »
Belgien	2980 »
Oesterreich	1370 »
Frankreich	1190 »

Daraus ist ersichtlich, daß der österreichische Markt, was Kaufkraft anbetrifft, noch sehr entwicklungsbedürftig ist, und in der Tat lassen ausgedehnte Landstrecken bisher eine angespannte Tätigkeit vermissen.

Wenn die österreichische Eisenindustrie nun trotz aller dieser ungünstigen Umstände mit andern, glücklicheren Ländern wenigstens in dem alten Verhältnis Schritt zu halten vermocht und absolut genommen merkbare Fortschritte gemacht hat, so liegt das an drei Umständen: dem kräftigen Zollschutz, dem Zusammenschluß der Eisenwerke in Schutzverbänden und der Zusammenfassung kleiner Erzeugstätten zu großen Einheiten.

Zur Beurteilung der Höhe der österreichischen Schutzzölle für Eisen kann die folgende Zusammenstellung der Zollsätze einiger schutzzöllnerischer Länder für die am meisten ins Gewicht fallenden Erzeugnisse dienen:

Zollsatz für 1 t in *M*.

Material	Vereinigte Staaten	Deutschland	Frankreich	Oesterreich-Ungarn
Roheisen	16,5	9,9	12,1	12,8
Grobbleche	46,2 bis 92,5	49,7	60,7	76,5
Träger	46,2	24,9	40,5	59,5
Eisenbahnschienen	32,4	24,9	48,5	51
Stabeisen	55,5 bis 73,9	24,9	40,5	51

Dazu ist zu bemerken, daß allerdings ein großer Teil der auf Grund der hohen Zölle erlangten Preise wieder in Form von Steuern an den Staat, die Gemeinde und andre Körperschaften abgegeben wird. Indessen hat der Zollschutz im Verein mit den beiden andern Umständen bewirkt, daß sich die österreichische Eisenindustrie vom Bezug ausländischen Eisens vollständig freimachen konnte, und daß der Bedarf selbst an solchen Erzeugnissen, bei denen die besondre Güte maßgebend ist, jetzt im Inland gedeckt werden kann. So beziehen im Gegensatz zu der Zeit vor 25 Jahren die Bahnverwaltung, die Heeresverwaltung und die Marine ihr Material vollständig aus dem Inland; der früher allein geschätzte englische Werkzeugstahl ist durch den höchstwertigen Qualitätstahl österreichischer Stahlwerke verdrängt worden usw. Noch im Jahr 1895 stand der Einfuhr an Eisen und Eisenwaren von 230000 t eine Ausfuhr von nur 40000 t gegenüber, 1906 aber wurden 120000 t ein- und 240000 t ausgeführt, so daß die Ausfuhr einen Ueberschuß von 120000 t zeigt. An Roheisen allein wurden 1895 174000 t ein- und 9000 t ausgeführt. Bis 1906 ging die Einfuhr auf 62000 t zurück, während die Ausfuhr auf 72000 t stieg. Oesterreich hat also heute ebenfalls einen wenn auch kleinen Anteil an der Versorgung des Weltmarktes.

Im Juli v. Js. ist die zweite Eisenbahnverbindung Triests mit dem Norden: die Wocheinerbahn [1]), dem Verkehr übergeben worden. Die Strecke weist stellenweise sehr bedeutende Steigungen, bis zu 25 vT, auf; man war also von vornherein darauf gefaßt, daß der Oberbau in besonderer Weise beansprucht werden würde und Aenderungen im Gleisgefüge zu erwarten seien, um so mehr, als zur Bewältigung der Steigungen Lokomotiven schwerster Bauart benutzt werden. Auf einer besonders stark beanspruchten Strecke von 5000 m wurden deshalb eingehende **Beobachtungen über die Schienenwanderung** angestellt [1]). Die Strecke liegt unmittelbar vor dem Ort Guardiella und hat in zwei Tunneln Steigungen von 22 vT, auf der offenen Strecke eine durchschnittliche Steigung von 25 vT; in den Krümmungen ist das Gefälle den Widerständen entsprechend vermindert, was auf der geraden Linie wieder eingebracht wird. So beträgt in Krümmungen von 250 m Halbmesser das Gefälle 23,1, in der Geraden 27,1 vT. Der Oberbau besteht aus Stahlschienen von 35,6 kg/m Gewicht; die 12,5 m langen Schienen ruhen auf 17 2,5 m langen Holzquerschwellen. Die Stoßlaschen sind in der Mitte abwärts gebogen, so daß sie zwischen die Stoßschwellen reichen. Die untergelegten Keilplatten, die an der Innenseite des Gleises je mit einer Schwellenschraube, außen mit zwei Hakennägeln an der Schwelle befestigt sind, geben der Schiene eine Neigung von 1:16. In einigen Teilen der Beobachtungsstrecke trat nach kaum dreimonatigem Betrieb bereits eine derartige Schienenwanderung ein, daß die Bahnverwaltung sich gezwungen sah, das Gleis wieder in die ursprüngliche Lage bringen zu lassen, und zugleich Verstärkungen vorzunehmen, um weiteres Wandern nach Möglichkeit zu verhindern.

Aus den Beobachtungen ergab sich, daß das Wandern der Schienen in den Bogen bis auf einige hundert Meter vor den gleichsam als Festpunkte wirkenden geraden Tunnelstrecken und vor der Weiche in Guardiella stetig zunahm. Nach der geraden Strecke hin nahm die Verschiebung allmählich ab; dagegen pflanzte sie sich in kurzen geraden Zwischenstrecken und auf zwei in der Strecke gelegenen kurzen Viadukten fast unverändert fort. Eigentümlicherweise blieben die Schienen auf der rechten Seite des Gleises (in der Richtung gegen Triest) fast unverändert in ihrer Lage, während die linken Schienen auf der ganzen Strecke talwärts verschoben wurden. Die kleinsten gemessenen Verschiebungen betrugen auf der linken Seite 6, die größten 34 cm, gegenüber 1 bis 9 cm auf der rechten Seite.

Das starke Wandern der Schienen auf den Unterlagen wird durch den geringen Widerstand erklärt, den die Befestigungsmittel der Schiene auf der Unterlage den Längskräften entgegenstellen. Da eine von der Schwelle unabhängige Verbindung zwischen Schiene und Unterlagplatte fehlt, so ist die Reibung zwischen diesen beiden Körpern zu gering, und die Schiene kann durchgleiten, ohne daß die Schwellen aus ihrer Lage gebracht werden. Nur die beiden Stoßschwellen folgen natürlich infolge der eingebogenen Winkellaschen der Verschiebung der Schiene, wodurch die Gefahr der Spurverengung entsteht.

Mit der Neuausrichtung der Bogenstrecken wurde nach kaum dreimonatigem Betrieb in den Teilen, die vor den Tunneln liegen, begonnen. Die inneren Schienen wurden nach und nach abgenommen und durch neue von 12,375 m Länge ersetzt. In den geraden Strecken wurde der ganze Schienenstrang, nachdem die Laschenschrauben gelöst waren, verschoben. Unter die Stoßschwellen des neu ausgerichteten Gleises wurden parallel zur Bahnachse an den Außenseiten hölzerne Längsschwellen als Unterzüge gelegt, die mit den benachbarten Querschwellen in starre Verbindung gebracht wurden.

Die weiter fortgesetzten Beobachtungen zeigten nun, daß der derartig verstärkte Oberbau meist widerstandsfähiger gegen das Wandern war als der frühere. Dort, wo früher eine Wanderung bis 34 cm festgestellt wurde, konnte man nach längerem Betriebe bei dem neuen Oberbau nur 4 cm Verschiebung beobachten. Die Zwischenteile des Gleises, die noch keine Verstärkungen erhalten hatten, zeigten hiernach auch nur unbedeutende Veränderungen, da diese verhältnismäßig geringen Strecken durch feste Punkte unterteilt wurden. Zu berücksichtigen ist jedoch hierbei, daß nicht die Verstärkung des Gleises allein die günstige Wirkung vollbracht hat; durch den längeren Verkehr sind auch der Unterbau und das Schotterbett fester geworden, wodurch die Schwellen eine festere Unterlage erhalten haben und die Erschütterungen, die in erster Linie die Lockerung der Befestigungsschrauben verursachten, geringer geworden sind.

Späterhin hat man an Stelle der erwähnten hölzernen Unterzüge alte Siederohre zur Verbindung der Querschwellen in der Nähe der Schienenstöße benutzt. Diese Art der Befestigung hat sich jedoch erheblich teurer gestellt.

Im Anschluß an früheres [2]) soll nachstehend über einige **neuere Gründungen auf Pfählen aus Eisenbeton** berichtet werden. Die bereits erwähnten Pfähle mit Dreieckquerschnitt haben auch beim Neubau des Polizeidienstgebäudes [3]) in Char-

[1]) s. Z. 1906 S. 1687.

[1]) Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines 27. September 1907.

[2]) Z. 1905 S. 452. [3]) Zentralbl. Bauv. 5. Okt. 1907.

lottenburg, wo brauchbarer Baugrund erst 4 m unter der Kellersohle und 2 m unter dem Grundwasserspiegel vorhanden ist, Verwendung gefunden. Die Pfähle sind so angeordnet, daß sie auf einer Seite mit der Außenkante des Kellermauerwerkes übereinstimmen, s. Fig. 1 und 2, und ragen in eine darüber befindliche Stampfbetonschicht hinein, die eine die Pfahlköpfe gegeneinander versteifende Einlage aus Bandeisen erhalten hat. Die Verstärkung der ohne besondern Schuh eingetriebenen Pfähle besteht aus 3 an der Spitze zusammengeschweißten Rundeisen von 28 mm Dmr., die 10 cm unter dem Kopfende aufhören, damit der Rammbär nicht auf die Eiseneinlage schlägt, s. Fig. 3 und 4. Zum Herstellen der Pfähle auf dem Bauplatz dienten stehende hölzerne Formen, Fig. 5 und 6, die abwechselnd nach verschiedenen Seiten hin offen sind und von unten nach oben fortschreitend durch Einschieben von Holzplatten geschlossen werden. Beim stehenden Einformen werden Fehler beim Stampfen und Unterbrechungen zwischen den einzelnen Schichten beim Rammen weniger gefährlich, da sie senkrecht zur Längsachse liegen. Die Pfähle bestehen aus einer Mischung von 1 Teil Zement und 3 Teilen grobem Oderkies von 6 bis 8 mm Korngröße. Im ganzen braucht ein Arbeiter 8 st für einen Pfahl von 4,5 m Länge. Nach dem Einformen werden die Pfähle beständig gut bewässert noch 8 bis 9 Tage in der Form stehen gelassen und nach dem Herausnehmen bei täglichem Begießen mindestens 3 Wochen gelagert, um wesentliche Beschädigungen beim Rammen zu vermeiden. Im vorliegenden Falle sind von 1200 Pfählen nur 4 so beschädigt worden, daß sie ersetzt werden mußten. Beim Einrammen sind Bärgewichte von 2500 kg und 1800 kg verwendet worden, für die sich Hubhöhen von 60 bis 70 cm als vorteilhaft erwiesen haben. Größere Hubhöhen bis zu 2 m haben keine Zeitersparnis ergeben. Die Leistung einer Ramme hat täglich 10 bis 12 Pfähle, die eigentliche Rammarbeit für einen Pfahl im Mittel 25 min betragen. Die Herstellung und das Rammen der Pfähle haben für 1 m Pfahllänge 13 ℳ gekostet.

Fig. 1.

Fig. 2.

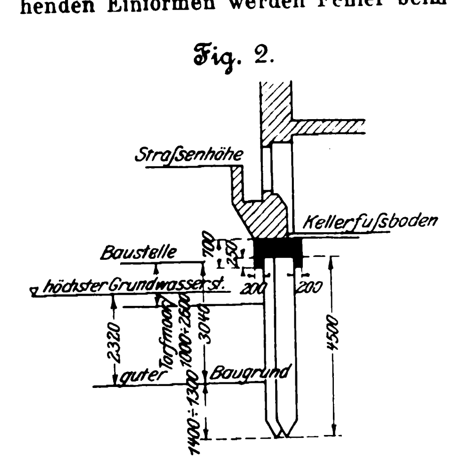
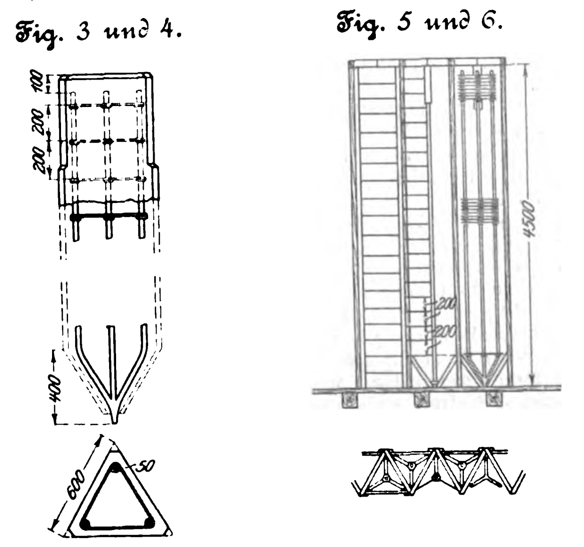


Fig. 3 und 4. Fig. 5 und 6.



Die andre ebenfalls schon erwähnte[1]) Herstellart für Betonpfähle, die von Frank Shuman herrührt[2]), ist von der Eisenbeton-Gesellschaft m. b. H. in München bei der Gründung der Hallen für die Ausstellung München 1908 auf der Theresienhöhe und des großen Kuppelbaues für das neue Verkehrsministerium verwendet worden[1]). Nach diesem Verfahren wird zunächst ein 400 mm weites, mit einer Spitze verschlossenes Rohr aus überlappt geschweißtem Siemens-Martinblech von 20 mm Dicke durch die nicht tragfähigen Schichten in den gewachsenen Boden eingetrieben. Nachdem ein Eisengerippe zur Verstärkung eingesetzt worden ist, wird das Rohr etwa 2 m hoch mit Beton gefüllt und unter gleichzeitigem Arbeiten eines eingebrachten Stampfers allmählich hochgezogen. Das Einbringen des Betons, das Stampfen und gleichzeitige Hochziehen wird solange fortgesetzt, bis der ganze Pfeiler geformt ist. Bei der Gründung der Ausstellungshallen waren die Rohre bei 6,7 bis 10,7 m Länge mit sogen. Alligatorspitzen versehen, s. Fig. 7 und 8, zweiteiligen Spitzen aus zylindrisch gebogenem Blech, die mit einer Verzahnung ineinander greifen und sich beim Herausziehen glatt an die

Fig. 7. Fig. 8.

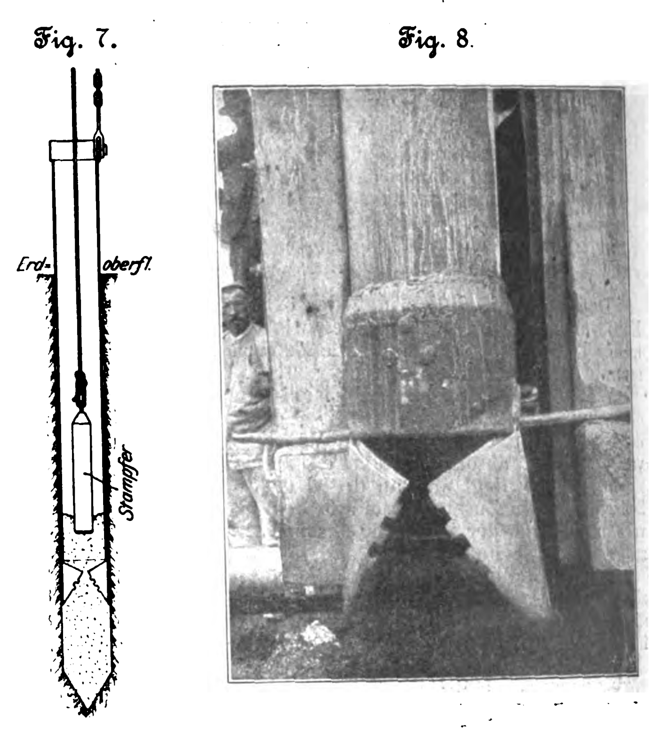


Fig. 9.



¹) Z. 1905 S. 453. ²) D. R. P. Nr. 187815.

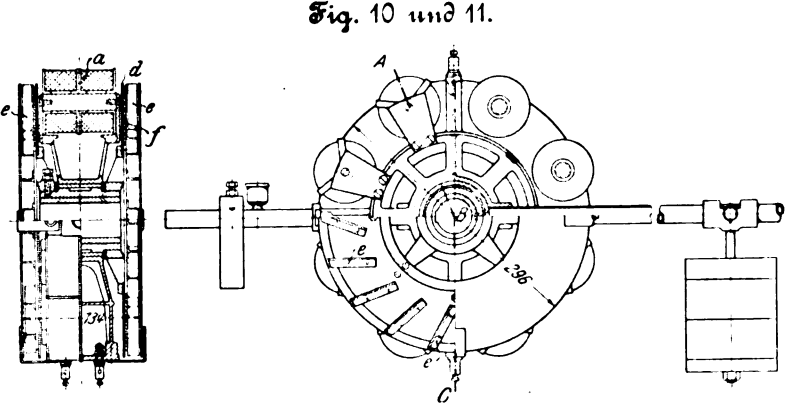
¹) Deutsche Bauzeitung, Mitteilungen über Zement-, Beton- und Eisenbetonbau Nr. 17 und 18.



Wand des Bohrloches anlegen. Diese Spitzen konnten dagegen wegen des Widerstandes beim Rammen und beim Herausziehen der Rohre für den Bau des Verkehrsministeriums nicht verwendet werden; man hat daher hier auf die frühere Ausbildung zurückgegriffen. Die nach diesem Verfahren hergestellten Pfähle haben wegen ihrer rauhen Oberfläche eine große Tragfähigkeit. Ihre Dicke beträgt bei 40 cm Weite des Rammrohres im Mittel 56 cm. Beim Rammen werden oft größere Steine, z. B. Ziegelbrocken, mitgerissen, und die entstandenen Hohlräume füllt nachher der Beton aus, s. Fig. 9. Als Anhalt für die Schätzung der Kosten diene, daß bei der Gründung der Ausstellungshallen mit einer Ramme in 6 Wochen 520 Pfähle von 6,7 bis 10,7 m Länge und bei der des Verkehrsministeriums in 10 Stunden 10 Pfähle von 4 m Länge hergestellt worden sind.

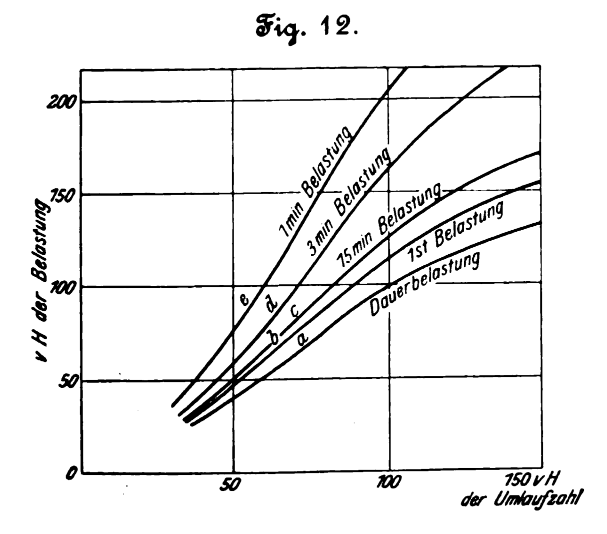
Zu den Mitteilungen über die **Wirbelstrombremse von Morris & Lister** in Coventry, England, auf S. 1583 dieses Jahrganges ist, abgesehen davon, daß die Drehrichtung in Fig. 5 verkehrt eingezeichnet ist, nachzutragen, daß bei den praktischen Ausführungen die Abmessungen der Erregerwicklungen der Elektromagneten *a* und der kupfernen Ringe *d* entsprechend gewählt werden, um bei Ueberlastung der Bremse

Fig. 10 und 11.



eher ein Durchbrennen der Erregerwicklungen, als eine Ueberhitzung der Kupferringe eintreten zu lassen. Die neuere Konstruktion der Bremse, s. Fig. 10 und 11, ist durch Befestigung von Ventilatorflügeln *e* an den mit den Kupferringen *d* verbundenen Eisenringen *f* auch für die Aufnahme von Dauerbelastungen eingerichtet. Da aber der Luftwiderstand der mit der Motorwelle verbundenen Ringe nicht unmittelbar auf den mit dem Elektromagnetengehäuse verbundenen Gewichthebel übertragen wird, und da außerdem dieser Widerstand

Fig. 12.



immer vom Luftdruck abhängig ist, so sind die Ventilatorflügel von einem an das Gehäuse angeschlossenen Mantel umgeben, der den Luftwiderstand auf das Gehäuse überträgt. Außerdem werden durch diesen Mantel Verletzungen durch die Ventilatorflügel verhindert. Das Diagramm Fig. 12 zeigt den Zusammenhang zwischen Bremsleistungen und Umlaufzahlen der Bremse bei verschiedener Dauer der Versuche. Es ergibt sich daraus, daß die in Fig. 1 und 2 abgebildete Bremse für 6 PS bei 1250 Uml./min im Dauerbetriebe, Linie *a*, bei 625 Uml./min nur mit etwa 40 vH, bei 1875 Uml./min dagegen mit rd. 130 vH der Normalleistung beansprucht werden darf, ohne die Erregerwicklungen zu gefährden. Bei normaler Umlaufgeschwindigkeit kann ferner eine Ueberlastung der Bremse um 12 vH eine Stunde lang (Linie *b*), um 25 vH 15 min lang (Linie *c*), um 110 vH 3 min lang (Linie *d*) und sogar um rd. 150 vH 1 min lang (Linie *e*) vorgenommen werden. Die Bremse wird mit einer Schalttafel mit Vorschaltwiderstand ausgestattet, auf der die zulässigen Belastungen besonders kenntlich gemacht sind, um Irrtümer zu vermeiden.

A. Heller.

Tageszeitungen haben bereits über die bedeutsamste Finanzoperation der letzten New Yorker Börsenkrise berichtet, **die Angliederung der Tennessee Coal, Iron and Railroad Co. an die United States Steel Corporation.** Dieser Vorgang, der durch vorangegangene Verhandlungen der Leiter der United States Steel Corporation mit den ausschlaggebenden Persönlichkeiten der Regierung im Weißen Haus in Washington eine besondere Bedeutung erhalten hat, ist weiter beachtenswert, da er die Pläne eines der großen außerhalb der Corporation stehenden Werke, der Republic Iron and Steel Co., durchkreuzt. Dieses oder vielmehr die ihm nahestehenden Finanzkreise hatten Ende 1905 die Mehrzahl der Aktien der Tennessee Coal and Iron Co. erworben, auf Grund dieses »controlling interest« die leitenden Stellen mit Vertrauensmännern der Republic Iron and Steel Co. besetzt und einen völligen Umbau der Anlagen angebahnt, mit der Absicht, eine spätere Verschmelzung mit der Republic Iron and Steel Co. vorzubereiten. Die Finanzkreise der United States Steel Corporation haben die jetzige Börsenkrise und eine augenblickliche Geldknappheit der jetzigen Aktienbesitzer dazu benutzt, sie zum Austausch der Aktien gegen Schuldverschreibungen (bonds) der United States Steel Corporation zu zwingen, und haben so die Angliederung des Werkes an die Corporation durchgesetzt; zugleich ist mit diesem Austausch ein allgemeiner Preissturz industrieller Wertpapiere verhindert worden, der vermutlich eingetreten wäre, wenn die Inhaber der Tennessee-Aktien gezwungen gewesen wären, sie im offenen Börsenverkehr zu jedem möglichen Preise zu verkaufen.

Die Bedeutung des Werkes für die gesamte Erzeugung der Vereinigten Staaten geht aus der folgenden Zahlentafel hervor, in die auch die Zahlen für die oben genannte Republic Iron and Steel Co. mit aufgenommen sind[1]).

Erzeugung von Roheisen und *Stahlblöcken* in Tons (= 1016 kg).

	1904		1905	1906
	Leistungsfähigkeit d. Anlagen*)	Erzeugung	Erzeugung	Erzeugung
gesamte Vereinigte Staaten	28 114 000	16 497 033	22 992 380	25 307 279
	25 190 310	*13 767 396*	*20 023 947*	*23 239 979*
United States Steel Corporation	12 636 000	7 369 421	10 172 148	11 267 377
	13 118 590	*8 106 378*	*11 995 239*	*13 511 149*
Tennesse Coal, Iron and Rr. Co.	1 040 500	475 314	529 036	641 887
	350 000	*155 266*	*102 318*	*101 882*
Republic Iron and Steel Co.†)	635 000	442 640†)	493 344†)	614 954†)
	535 000	*118 331*	*511 768*	*546 615*

*) nach Directory to the Iron and Steel Works of the United States.
†) Die Berichtjahre beginnen am 1. Juli.

Der Hauptwert der angegliederten Werkanlagen liegt darin, daß unter dem Einflusse der Republic Iron and Steel Co., die selbst eifrig damit beschäftigt ist, ihre zerstreut liegenden Werke zu vereinheitlichen, und zu diesem Zweck in den letzten Jahren eine Anzahl älterer Walzenstraßen stillgelegt hat, auf sämtlichen Anlagen durchgreifende Umbauten vollzogen worden sind. Es ist nicht nur bereits die Hälfte der Hochöfen nach neuzeitlichen Gesichtspunkten umgebaut worden, sondern auch ein neues Stahlwerk eingerichtet, das nach dem Duplexverfahren arbeiten soll. Die alte Herdofenanlage sollte in nächster Zeit gänzlich umgebaut werden, und im Anschluß an das Stahlwerk ist eine neue Schienenstraße in der Aufstellung begriffen. Alle diese Um- und Neubauten haben über 7 Mill. Dollar erfordert[2]); nach ihrer Beendigung wird das Werk jährlich rd. 500 000 t Schienen aus Herdofenstahl erzeugen können. Das angegliederte Werk besitzt

[1]) Allerdings entsprechen die Zahlen bei letzterer den vom 1. Juli an gerechneten Geschäftsjahren.
[2]) Iron Age 7. November 1907 S. 1326.

außerdem große Eisenerz- und Kohlenlager, und so entspricht der Vorgang ganz dem bisherigen vorsichtigen Geschäftsgebahren der United States Steel Corporation, die gerade auf die Sicherung der Rohstoffe besondern Wert gelegt hat.

Die United States Steel Corporation dehnt mit dieser Angliederung ihr Einflußgebiet auch auf den Süden der Vereinigten Staaten aus — die Werke der Tennessee Coal, Iron and Railroad Co. liegen fast sämtlich in Alabama —, dem sie bisher fern stand; sie erhält eine Anzahl Hochöfen, die bis jetzt auf Gießereiroheisen arbeiteten, und eine Anzahl Gruben, deren Erze besonders für diesen Zweck geeignet sind[1]. Es wird abzuwarten sein, ob die Corporation, die bekanntlich gezwungen ist, einen Teil des für ihre Stahlerzeugung erforderlichen Roheisens anzukaufen, die Hochöfen in Zukunft auf Stahlroheisen gehen lassen wird, oder ob sie, was wahrscheinlicher ist, die bisherige Betriebsform beibehalten und damit in die Reihe derjenigen Werke eintreten wird, die Roheisen im offenen Markt vertreiben; sie würde damit einen neuen Geschäftszweig aufnehmen und die Berührungspunkte mit manchen außenstehenden Werken vermehren.

Außerdem wird es sich fragen, inwieweit die Republic Iron and Steel Co. durch diese Angliederung beeinflußt werden wird, zumal sie an dem Erzgrubenbesitz der Tennessee Coal, Iron and Railroad Co. beteiligt ist.

Die **Erfahrungen** der preußischen Staatsbahnen **mit dem Betrieb von Lokomotiven mit Serve-Rohren**[2]) scheinen nicht sehr günstig gewesen zu sein. Nach einem Erlaß des Eisenbahnministers vom 4. November d. J. ist beschleunigte Auswechslung der mit inneren Rippen versehenen Lokomotiv-Siederohre in technischer und wirtschaftlicher Hinsicht geboten, da sie wegen der Schwierigkeit ihrer Reinhaltung und der geringen Haltbarkeit der Dichtungen nicht nur erheblich höhere Unterhaltungskosten erfordern als glatte Siederohre, sondern auch die Ausbesserungszeit der Lokomotiven verlängern und ihre Ausnutzung verschlechtern. Sobald daher bei den 2/5-gekuppelten Schnellzug-Verbundlokomotiven mit Siederohren dieser Art die kupferne Rohrwand ausgewechselt wird, sollen gleichzeitig die vorhandenen Serve-Rohre durch glatte Siederohre ersetzt werden, wenn sich die Arbeiten ohne Ueberlastung der Werkstätte in angemessener Frist durchführen lassen. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 16. November 1907)

Die Geldknappheit in den Vereinigten Staaten, verbunden mit der durch sie hervorgerufenen Börsenkrise, deren Wirkung sich auch teilweise[3]) auf Handel und Industrie erstreckt, hat in der amerikanischen Eisenindustrie zu erheblichen **Einschränkungen in der Roheisenerzeugung** geführt. Diese Maßregel ist zunächst von den großen Stahlwerksgesellschaften, den gemischten Werken, ergriffen worden, während die reinen Hochofenwerke anscheinend erst in den nächsten Wochen folgen werden. Es sind still gesetzt worden: von der United States Steel Corporation 30 Hochöfen (von 97), von der Republic Iron and Steel Co. 6 (von 9), von der Lackawanna Steel Co. ihre 5 Oefen in Lebanon und 2 (von 7) in Buffalo, von der Cambria Steel Co. und der Pennsylvania Steel Co. je 1 Ofen. Die wöchentliche Leistungsfähigkeit sämtlicher Koks- und Anthrazit-Hochöfen zeigt folgende Abnahme:

	Leistungsfähigkeit in t (zu 1016 kg)
1. Oktober	511397
1. November	491436
14. »	463000

[1]) Die Bedeutung dieser Gruben geht aus folgenden Zahlen hervor. Es betrug die Erzverladung aus

	1904 t	1905 t	
den Gruben in Michigan und Wisconsin (Lake Superior old range)	8 518 467	12 722 932	davon 18 782 305 durch die Corporation gefördert
den Gruben in Minnesota (Vermilion and Mesabi range)	13 653 537	22 180 179	
den Gruben der Tennessee Coal, Iron and Railroad Co. in Alabama	1 180 968	1 404 524	

[2]) Z. 1905 S. 66; vergl. auch Z. 1901 S. 1273.

[3]) Im Gegensatz zu den deutschen Verhältnissen pflegen in den Vereinigten Staaten die Vorgänge an der Börse (insbesondere der New Yorker Börse) nicht in gleichem Maß in Wechselwirkung mit den Verhältnissen in der Industrie zu stehen.

Dieser Vorgang zeigt den Vorteil der Konzentrationsbewegung in der Eisenindustrie; denn während sich bei früheren ähnlichen Gelegenheiten ein Einverständnis nicht so schnell erzielen ließ und demgemäß eine Uebererzeugung eintrat, die auf den Weltmarkt abgeführt wurde und damit einen allgemeinen Preissturz verursachte, ist jetzt der für die Gesundung der wirtschaftlichen Lage zweckmäßigste Weg einer einstweiligen Einschränkung der Erzeugung ohne Verzug beschritten worden.

Der **Betrieb mit elektrischen Akkumulator-Motorwagen** soll auch **auf der Strecke Osterfeld-Heifsen-Hattingen** der preußischen Staatsbahn eingeführt werden, die hauptsächlich dem Personenverkehr dient und im Betriebe von den anstoßenden stark belasteten Bahnlinien des Industriebezirkes leicht abzutrennen ist. Es ist eigenartig, zu beobachten, wie der elektrische Betrieb, der ursprünglich als Schnellbetrieb für stark belastete Hauptstrecken als am meisten aussichtsreich empfohlen worden ist, jetzt gewissermaßen von unten herauf mit Hülfe der keiner Stromzuleitung bedürfenden Akkumulator-Motorwagen an Boden gewinnt. Der Ladestrom für die Akkumulatoren wird in einem Umformerwerk in Heißen gewonnen und zu einem billigen Preise von dem Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk in Essen bezogen. (Rheinisch-Westfälische Zeitung)

Schon im Jahr 1896 hat die Firma C. Gabellini in Rom die ersten Versuche gemacht, **Boote aus Eisenbeton** herzustellen. Seitdem hat sie eine ganze Reihe von Schiffsgefäßen solcher Art für verschiedene Zwecke bis zu 100 und 150 t Tragkraft erbaut. Ueber die Spanten aus Eisenbeton sind innen und außen Betonhäute mit Drahtnetzeinlage gelegt, die also mit Luft gefüllte wasserdichte Hohlräume einschließen. Durch einen äußeren Ueberzug aus reinem Zement wird eine glatte Oberfläche erzielt.

Für Schiffsgefäße dieser Art werden folgende Vorzüge in Anspruch genommen: schnelle und billige Herstellung und geringe Unterhaltungskosten, gute Schwimmfähigkeit, hoher Widerstand bei einseitig wirkenden Kräften, endlich gegenüber Holzbooten Feuersicherheit. (Deutsche Bauztg., Mitteilg. über Zement, Beton- und Eisenbetonbau 1907 Nr. 21)

Der **schwimmende Kohlenspeicher** für 12 000 t im Hafen von Portsmouth[1]) hat sich so gut bewährt, daß jetzt ein zweites ähnlich eingerichtetes Fahrzeug **für 20 000 t** Kohlen gebaut wird.

Das neue **Werkstättenschiff** der englischen Marine **»Cyclop«** ist jüngst in Dienst gestellt worden. Das 140 m lange Fahrzeug hat 11 300 t Wasserverdrängung und 12 Knoten Geschwindigkeit. Da an Bord selbst größere Reparaturen für die Schiffe der englischen Flotte ausgeführt werden sollen, enthält das Schiff außer den verschiedenen Werkzeugmaschinen auch eine Metall- und Eisengießerei.

Die der United States Steel Corporation gehörige Illinois Steel Company beabsichtigt, auf ihrem Werk in South Chicago eine **Windtrocknungsanlage nach Gayley**[2]) einzurichten, mit der je 2 Hochöfen oder die Bessemerbirnen betrieben werden können. Nach Ausführung dieser Anlage werden in Amerika 6 Hochöfen mit Windtrocknung versehen sein, während in England zurzeit eine Anlage für 2 Oefen der Cardiff-Werke von Guest, Keen & Nettlefolds in Betrieb gesetzt wird. (Stahl und Eisen 6. Nov. 1907)

Der **Fährbootverkehr zwischen Brooklyn und New York**, der dem New Yorker Hafenbild ein eigenartiges Aussehen verlieh, soll **eingestellt** werden, da er sich seit Eröffnung der Williamsburg-Brücke **nicht mehr** bezahlt macht.

Ein rd. 9 km langer **Tunnel** soll im südlichen Teil von Neu-Seeland **durch die Neu-Seeländer Alpen** in der Nähe des Arthur-Passes zur Verbindung des Bezirkes Canterbury mit der Westküste gebaut werden. Der Bau wird von der Regierung der Kolonie unternommen und ist für den sehr niedrigen Betrag von ungefähr 12,1 Mill. ℳ vergeben worden. (Engineering 15. November 1907)

Aus dem französischen Secalpenbezirk wird von den Tageszeitungen der **Einsturz der** noch im Bau begriffenen **Loup-Talsperre** gemeldet, wobei 31 Arbeiter getötet worden sind. Der Bau der Talsperre muß schon soweit vorgeschritten ge-

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 126.

[2]) Vergl. Z. 1904 S. 1897; 1905 S. 69.



wesen sein, daß das Staubecken gefüllt werden konnte, denn das Stauwehr soll dem Druck des Stauwassers nachgegeben haben. Die Talsperre war zum Speisen einer Wasserkraftanlage bestimmt. Wir hoffen, in einiger Zeit näheres über die Ursachen des Einsturzes mitteilen zu können.

Der Kantonsrat von Basel-Stadt hat die Vorlage über die **Wasserkraftanlage am Rhein bei Basel-Augst** angenommen, die vom Kanton und den Kraftwerken Rheinfelden gemeinsam ausgeführt werden wird. Die Anlage umfaßt auf jedem Rheinufer ein Kraftwerk mit zehn 1500 pferdigen Turbinen. Die Kosten des Baseler Werkes sind auf fast 8 Mill. ℳ veranschlagt. Die Zustimmung der Baseler Regierung zum Rheinfelder Werk ist ebenfalls schon erteilt. (Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 14. November 1907)

Berichtigungen.

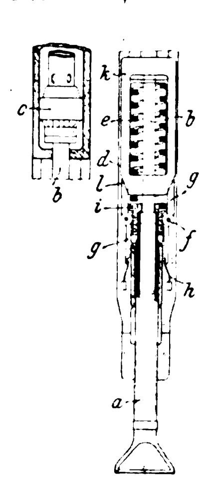
In dem Aufsatz über die Durchbiegung rotierender Schraubenfedern in Nr. 45 steht im dritten Absatz die irrtümliche Bemerkung, daß die bezüglichen Formeln der Hütte »nach den in dieser Zeitschrift 1891 S. 1397 veröffentlichten Versuchsergebnissen namentlich für gedrückte Federn der Wirklichkeit nicht ganz entsprechen«. Der angeführte Aufsatz von Dijxhoorn enthält aber tatsächlich keine Versuchsergebnisse, sondern eine eingehende Zusammenstellung der für die Benutzung von Schraubenfedern wichtigen Formeln und Rechnungswerte ganz in Uebereinstimmung mit den Angaben der Hütte. Ich bedaure diesen Irrtum und ziehe, da ich die Quelle jener falsch bezogenen Bemerkung nicht anzugeben weiß und damit die Beweise fehlen, den geäußerten Zweifel an der Genauigkeit der betreffenden Formeln zurück.

Halle a. S. Johannes Lüttmann.

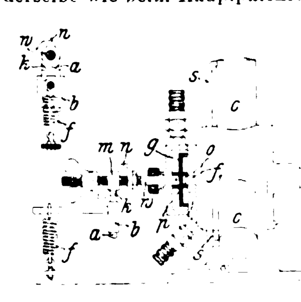
Z. 1907 S. 1840 r. Sp. Z. 7 v. u. lies: 1,82 m statt 8,2 m.

Patentbericht.

Kl. 5. Nr. 186307. Hydraulische Tiefbohrvorrichtung. Alex. Beldiman, Berlin. Der Meißel *a* wird wie üblich durch die Kolbenstange *b* des hydraulischen Motors *c* nach oben bewegt und spannt hierbei eine im Gehäuse *d* sitzende Feder *e*, die nach ihrer Auslösung beim Niedergehen der Kolbenstange den Meißel beschleunigt nach unten treibt. Nach der Erfindung findet diese Auslösung erst kurz vor Beendigung des Niederganges der Kolbenstange *b* statt, so daß Meißel und Kolbenstange zugleich ihren Hub beenden. An dem Gehäuse *d* sind um Bolzen *f* bewegliche zweiarmige Hebel *g* gelagert, deren obere Arme durch Federn *h* nach innen gedrückt werden. Beim Anheben des Meißels *a* durch den Bund *i* der Kolbenstange wird die Feder *e* gespannt, bis die Hebel *g* in der obersten Stellung der Kolbenstange *b* und des mitgenommenen Meißels unter dessen Kopf greifen und diesen und die Feder *e* beim nun folgenden Niedergehen der Kolbenstange *b*, die in dem Meißel axial verschiebbar ist, zunächst festhalten. Die Auslösung erfolgt durch einen mit der Kolbenstange *b* verbundenen Schieber *k*, dessen untere Keilflächen *l* die Hebel *g* auseinander spreizen und so den Meißel *b* freigeben, der nun durch die Feder *e* beschleunigt nach unten geschleudert wird.



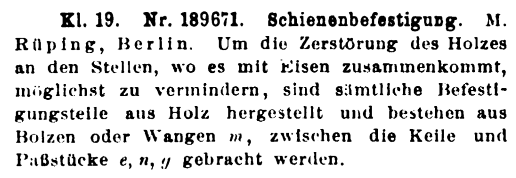
Kl. 14. Nr. 185430 (Zusatz zu Nr. 175025, Z. 1907 S. 278). **Selbsttätige Umsteuerung.** C. Kampmann, Mülheim a. Ruhr. Der die Dampfwege *s* dreier Zylinder *c* steuernde Drehschieber *g* ist derselbe wie beim Hauptpatent: zur Umsteuerung nach einer bestimmten Anzahl von Umläufen ist an der mit *g* fest verbundenen Welle *w* ein Spannwerk *maf* angebracht. Sobald die Mutter *m* auf *w* so weit verschraubt ist, daß einer der Mitnehmer *n* in einen der Kerbe *k* (Nebenfigur) des Armes *a* greift, wird *a* mitgenommen und in der höchsten Lage durch den herabfallenden Sperrschieber *b* mit *n* verbunden, worauf die gespannte Feder *f* den Steuerschieber *g* vorschnellt, bis der Anschlag *o* in *g* die andre Seite des Anschlages *p* der treibenden Welle f_1 trifft und dadurch die Maschine umsteuert. Die Zahl der Umläufe kann durch Verstellung der Mitnehmer *n* geändert werden.



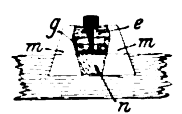
Kl. 14. Nr. 183111. Schiffsmaschinensteuerung. E. Bötticher, Kiel. Die Marshall-Bremme-Steuerung, bei der die Umsteuerwelle *b* auf der Seite der Steuerschieber *e* gelagert ist und die Exzenterstangen demgemäß nach links gerichtet sind, ist in der Weise abgeändert, daß die Steuerwelle *b* auf der Seite der Dampfzylinder *d* liegt, die Exzenterstangen von der Hauptwelle *a* aus schräg nach oben gehen und ihre Bewegung durch Gestänge mit Winkelhebeln *c* auf die Schieber *e* übertragen. Dadurch wird die Grundfläche unter *d*, *e* wesentlich verkleinert, und Hauptlager, Kurbeln und Exzenter sind vom Führerstande *h* aus unmittelbar zugänglich.

Kl. 18. Nr. 186572. Hochofenwindform. Wilh. Bansen, Koslow bei Gleiwitz. Die Windform ist aus Nickelstahl, welcher hohe Schmelztemperatur neben großer Dehnbarkeit und großen Widerstand gegen Wasser u. dergl. hat, durch Treiben oder Gießen hergestellt.

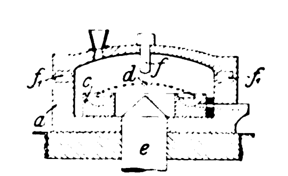
Kl. 18. Nr. 186573. Verfahren zum Entschwefeln von Roheisen. Emil Kratochvil, Königshof (Böhmen). Hochofenschlacke oder ähnliche basische Silikate, gegebenenfalls Flußspat, läßt man in feuerflüssigem Zustand auf flüssiges Roheisen einwirken, wobei eine Bindung des Schwefels stattfindet.



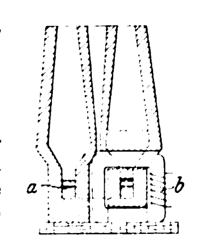
Kl. 19. Nr. 189671. Schienenbefestigung. M. Rüping, Berlin. Um die Zerstörung des Holzes an den Stellen, wo es mit Eisen zusammenkommt, möglichst zu vermindern, sind sämtliche Befestigungsteile aus Holz hergestellt und bestehen aus Bolzen oder Wangen *m*, zwischen die Keile und Paßstücke *e*, *n*, *g* gebracht werden.



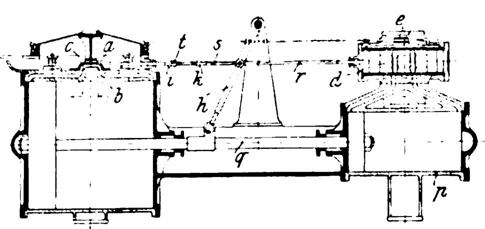
Kl. 21. Nr. 192343. Strahlungsofen. K. Birkeland und S. Eyde, Christiania. In dem Ofen *a* ist ein ringförmiger Herd *c* angeordnet, über dem die beiden stabförmigen Elektroden *d* einander gegenüberstehen. Ueber und unter dem sich hier bildenden Flammenbogen sind die verschieden starken Magnete *e* und *f* und im Mauerwerk ein mit den Magneten verbundener Eisenring f_1 angebracht. Durch diese Anordnung kann dem Flammenbogen die punktiert angedeutete schalenförmige Gestalt erteilt werden.



Kl. 21. Nr. 192681. Schachtofen. Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, Westeras (Schweden). Um eine so starke Hitze zu erzielen, daß die Bildung von leichtflüssigem Roheisen nicht nötig ist, sondern Schmiedeisen unmittelbar aus Erz gewonnen werden kann, ist der Herd als wagerechte in sich geschlossene Rinne *a* von gleichförmigem Querschnitt ausgebildet, die von einem mit Primärspule versehenen Eisenkern *b* umfaßt wird.



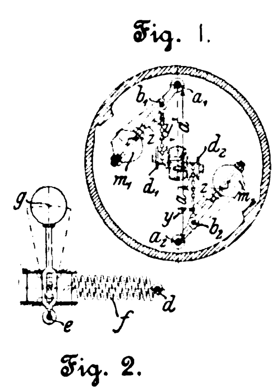
Kl. 27. Nr. 186346. Schwungradlose Trockenluftpumpe. Alf. Mehlhorn, Dietrichsdorf bei Kiel. Der Luftpumpenzylinder hat einen Steuerschieber *a c*, der in seinen beiden Endstellungen je eine der beiden Zylinderseiten mit dem Luftansaugekanal *b*, in einer Mittelstellung jedoch beide Zylinderseiten miteinander verbindet und so am Ende eines jeden Hubes einen Druckausgleich herbeiführt. Um diesen möglichst vollständig zu machen, verharrt der Schieber *a c* eine gewisse Zeit in der Ausgleichstellung. Der Schieber *a c* ist durch die



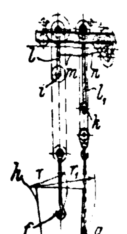
Stange *r* mit dem Kolbenschieber *d* des Dampfzylinders *p* verbunden. Der Schieber *d* wird einerseits von der Kolbenstange *q* aus bewegt, deren Bewegung unter Vermittlung des Hebels *h*, der Zugstange *s* und des Querhauptes *t*, welches auf der Stange *r* gleitet, auf die Kolben *a c*, *d* übertragen wird, und weiterhin durch einen Hülfsschieber *e*, der gleichfalls von der Kolbenstange *q* aus bewegt wird. Um hierbei einen Stillstand des Schiebers *a c* zu erzielen, sind auf der Stange *r* Anschläge *i* und *k* vorgesehen, gegen die das Querhaupt erst nach einer gewissen Zeit anstößt.



Kl. 60. Nr. 183086. Pseudoastatischer Leistungs-Achsenregler. Dr. R. Proell, Dresden. Um eine erhebliche Aenderung der Umlaufzahl ohne Aenderung der Pseudoastasie zu ermöglichen, wirkt dem Fliehkraftmoment $m z a \omega^2$ (wo $m = m_1 + m_2$ und $a = \frac{1}{2} a_1 a_2$) das Moment $K y$ einer in der Achsenrichtung wirkenden während des Pendelausschlages unveränderlichen, aber sonst (mit der Hand) veränderbaren Kraft K entgegen, indem z. B. eine von K angegriffene Hülse durch Ketten über Rollen d_1, d_2 mit Punkten b_1, b_2 der Pendelarme verbunden ist, wobei in der Mitte des Ausschlages die Kettenstücke $d_1 b_1$ $d_2 b_2$ $a_1 a_2$ liegen, Fig. 1. Eine solche unveränderliche Kraft K kann durch eine Zugfeder f, Fig. 2, hergestellt werden, bei der ein labil aufgestelltes Pendel eg bei Verschiebung der Reglerhülse nach rechts die sinkende Federkraft vermehrt, bei Verschiebung nach links die steigende vermindert. Die Umlaufzahl wird durch Längsverschiebung des Festpunktes d verändert.



Kl. 35. Nr. 185559. Kippvorrichtung für Gießpfannen oder dergl. L. Stuckenholz, Wetter a. Ruhr. Damit der Ausguß h beim Kippen stillsteht oder sich nur in senkrechter Richtung bewegt, sind die Aufhängepunkte f, g nicht starr, sondern beweglich mit den Aufhängerahmen verbunden und werden durch geeignete Getriebe zweckentsprechend bewegt. Die Hubseile werden beispielsweise über Rollen i, k geführt, deren Arme l, l_1 durch eine Koppelstange m verbunden sind und durch ein Kurbelgetriebe n einen Ausschlag erhalten, und gleichzeitig werden die Hubgeschwindigkeiten der beiden Winden in ein solches Verhältnis gesetzt, daß die Punkte f, g sich auf Kreisbogen zu den Radien r, r_1 um h bewegen, was die Bedingung $l : l_1 = r : r_1$ ergibt. Der Patentschutz erstreckt sich noch auf drei andre Ausführungen.



Angelegenheiten des Vereines.

An die Mitglieder des Vereines deutscher Ingenieure.

Seinem lebhaften Wunsche, daß eine Geschichte der Dampfmaschine geschrieben werden möchte, hat der Verein deutscher Ingenieure bereits vor 15 Jahren dadurch Ausdruck gegeben, daß er ein Preisausschreiben zu diesem Zweck erließ, s. Z. 1892 S. 796. Leider waren diese Bemühungen trotz wiederholter Ausschreibung vergeblich. So entschloß sich denn der Verein im Jahr 1902, Hrn. Ingenieur Matschoß, der sich auf diesem Gebiete bereits rühmlich bewährt hatte, mit der Bearbeitung einer umfassenden »Geschichte der Dampfmaschine« zu beauftragen. Das Ergebnis dieser fünfjährigen Arbeit liegt jetzt in zwei stattlichen Bänden mit über 1600 Seiten, etwa 1900 Textfiguren und 38 Bildnissen fertig vor. Das Werk führt den Titel

Die Entwicklung der Dampfmaschine.

Eine Geschichte der ortsfesten Dampfmaschine und der Lokomobile, der Schiffsmaschine und Lokomotive.

(Verlag von Julius Springer in Berlin)

und gliedert sich in zwei Hauptteile. (Eine ausführliche Besprechung wird demnächst erscheinen.)

Als der Verein sich entschloß, Hrn. Matschoß in weitestgehender Weise bei seiner Arbeit zu unterstützen, ging er von der Voraussetzung aus, daß eine geschichtliche Darstellung großer technischer Taten, zu denen die Dampfmaschine ihrer kulturgeschichtlichen Bedeutung wegen in allererster Linie gerechnet werden muß, für den Ingenieurstand unentbehrlich sei: denn es dürfte die höchste Zeit sein, den seit etwa einem Jahrhundert in unaufhaltsamem Fortschritt mit höchster Anstrengung arbeitenden Ingenieur daran zu erinnern, daß er es sich und seinem Stande schuldig ist, auch zurückzublicken und die Geschichte seines Berufes zu sichern. Der Hrn. Matschoß erteilte Auftrag hat gezeigt, wie dringend nötig solche zurückblickende Forschungen auf dem Gebiete der Dampfmaschinen waren. Nicht nur die Personen sterben, deren Wirken maßgebend und bahnbrechend gewesen ist, auch die sachlichen Zeugen der Vergangenheit, die Maschinen und ihre Zeichnungen, verschwinden immer mehr und mehr. Jedoch ist es Hrn. Matschoß noch gelungen, außerordentlich wertvolles Material für die Geschichte der Dampfmaschine aus den Archiven der Fabriken und aus den mündlichen Mitteilungen von Männern, die maßgebenden Einfluß auf die Entwicklung ausgeübt haben, zu gewinnen. Auf Grund dieser Quellen ist es möglich gewesen, insbesondere die Geschichte der letzten 50 Jahre, die uns noch gänzlich fehlt, in grundlegender und umfassender Weise darzustellen. Etwa 10000 Originalzeichnungen sind von Hrn. Matschoß an Ort und Stelle eingesehen und zum Teil mit denen, die sich persönlich der Entstehung der Zeichnungen erinnerten, besprochen worden. Weit über 1000 wertvolle Originalzeichnungen sind in dankenswerter Weise von den Firmen und Behörden dem Verfasser für längere Zeit zum Studium überlassen worden. Im Gespräch mit den Leitern und Ingenieuren der bedeutendsten Dampfmaschinenfabriken und oft auch mit Maschinenwärtern und alten Arbeitern ist es möglich geworden, noch einmal den gesamten Werdegang festzustellen.

Einen besondern Schatz enthält das Werk ferner in den zahlreichen Bildnissen derjenigen Männer, denen die Dampfmaschine ihre Entwicklung verdankt. 38 Bildnisse, von Meisterhand nach oft schwer zu beschaffenden Originalen gezeichnet, schmücken das Werk.

Schließlich sei auch der Ausstattung des Werkes gedacht; sie ist so gediegen, wie man das von der Verlagsbuchhandlung gewöhnt ist.

Der Verein, überzeugt von der Bedeutung grundlegender technisch-geschichtlicher Arbeiten, wie sie im Matschoßschen Werke zum Ausdruck kommen, wünscht durch möglichst niedrigen Preis dieses Werk den weitesten Kreisen zugänglich zu machen. Die beiden stattlichen Bände, die buchhändlerisch einen Wert von 50 ℳ darstellen, werden deshalb der Allgemeinheit zum Preis von 24 ℳ, den Mitgliedern des Vereines bei direktem Bezuge vom Verlag sogar schon zum Vorzugspreis von 12 ℳ für das Exemplar in Leinenband und 15 ℳ für das Exemplar in Halblederband zur Verfügung gestellt. Der Verein hofft, daß zahlreiche Mitglieder von diesem Vorzugspreis Gebrauch machen werden. Zu Bestellungen wird zweckmäßig die beigefügte Bestellkarte benutzt.

Th. Peters.

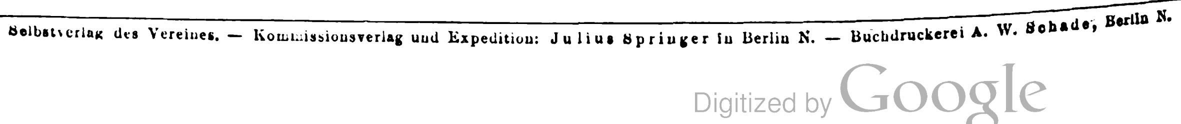
Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **45. bis 47. Heft** erschienen; es enthält:

C. Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken. (Zweiter Teil)

Der Preis dieser drei in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 3 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können den Band für 1,50 ℳ beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftsstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.



Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 49. **Sonnabend, den 7. Dezember 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Die Wirtschaftlichkeit von Schiffshebewerken.[1]

Von **Hermann Bertschinger.**

Einleitung.

Die Anwendungsgrenze der Binnenschiffahrt liegt nicht fest. Ihre Bestimmung ist u. a. abhängig von der Beantwortung folgender Fragen:

Sind die Frachtkosten geringer als bei andern Verkehrsarten?

Wie wird das Anlagekapital am besten ausgenutzt, und wie werden die Frachtkosten am geringsten, unter Berücksichtigung der Abmessungen der Kanäle, Schiffe, Geschwindigkeiten, Fördermengen?

Ist in dem betreffenden Lande das Wasser verfügbar, welches zur Schiffahrt notwendig ist?

Welche Bedeutung hat die Einrichtung gemischter Transporte?

Welches Zugmittel ist das vorteilhafteste?

Welchen Einfluß hat schwieriges Gelände: Hügelland und Gebirge, auf die Verzinsung des Anlagekapitals und die Frachtkosten, und wo liegt in dieser Beziehung die wirtschaftliche Grenze der Binnenschiffahrt?

Welches Mittel ist das beste zur Ueberwindung großer Gefälle?

Welches Mittel bietet größte Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit?

Von diesen Fragen ist die letzte hier in bezug auf Wirtschaftlichkeit beantwortet.

Es sind dabei diejenigen Mittel zur Ueberwindung großer Gefälle herangezogen, die als die modernsten gelten, von denen aber im Streite der Meinungen auf Schiffahrtskongressen, bei Preisgerichten und in der Literatur keines allseitig bevorzugt oder verworfen ist:

1) Schleusentreppe, bestehend aus einfachen Kammerschleusen mit Sparbeckenanlagen bis zu einer Hubhöhe von 9,0 m;

2) Schachtschleuse bis zu einer Hubhöhe von 40,0 m, für größere Hubhöhen zu Treppen vereinigt;

3) Aufzug mit Schwimmern bis zu einer Hubhöhe von 30,0 m, für größere Hubhöhen wie bei 2);

4) Aufzug mit Kolben bis zu einer Hubhöhe von 30,0 m, für größere Hubhöhen wie bei 2);

5) quergeneigte Trogbahn;

6) längsgeneigte Trogbahn;

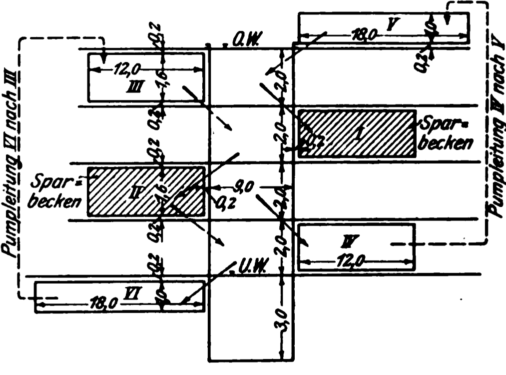
7) Schiffseisenbahn.

Die benutzten Quellen gestatteten keinen unmittelbaren Gebrauch. Unter Verwendung der Einzelheiten sind die zugrunde gelegten Entwürfe auf gleiche Verhältnisse umgearbeitet worden (vergl. Abschnitt I). Zum Zwecke des Vergleiches war dies um so notwendiger, als die Kosten für den Betrieb gegenüber Verzinsung und Tilgung der Anlagekosten klein sind. In den bis jetzt erschienenen, die Schiffshebewerke behandelnden Schriften ist diese Arbeit übergangen worden. Die daraus entstandenen Fehler und Trugschlüsse drücken den Wert der Ergebnisse sehr herunter.

Fig. 1.
Schleuse mit einem Sparbecken.

Hubhöhe $x \geqq 5$ m
» $x \leqq 6$ » } gez. für $x = 6$ m

Fig. 2.
Schleuse mit zwei Sparbecken.



Hubhöhe $x \geqq 6$ m
» $x \leqq 9$ » } gez. für $x = 8$ m

I) Beschreibung und Darstellung der in Vergleich gestellten Schiffshebewerke.

Abmessungen.

1) Schiff.

Eigengewicht	130 t
Tragfähigkeit	600 »
Rückfracht	120
durchschnittlich	360

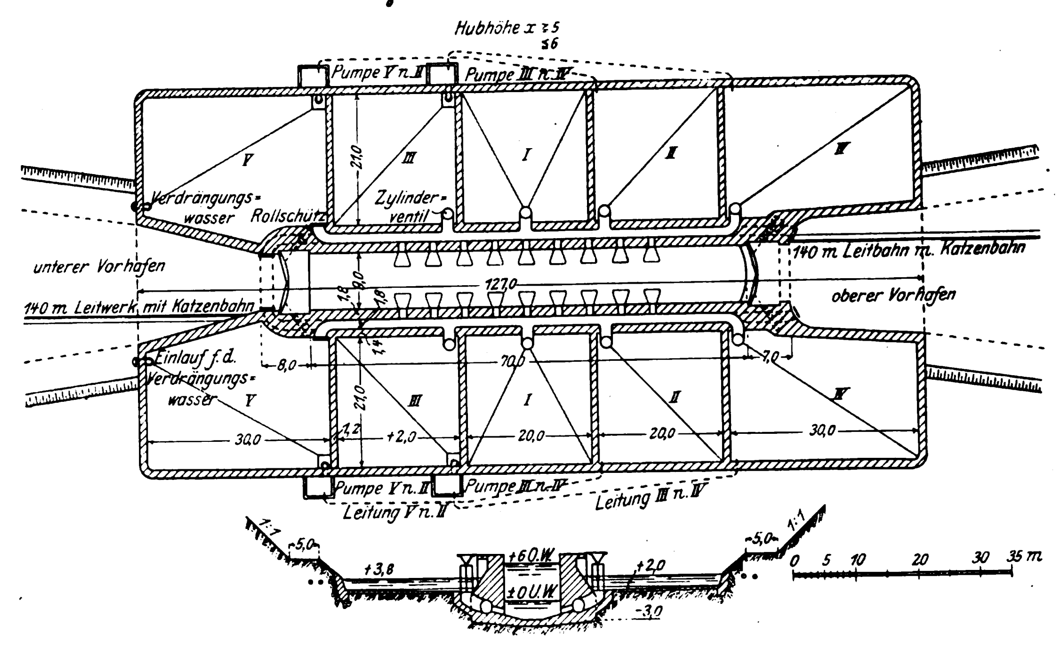
[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Wasserbau und Hebezeuge) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

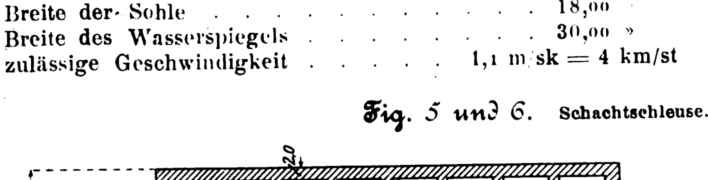
größte Länge von Vorderkante Vordersteven bis Hinterkante Schutzhölzer am Heck	67,0 m
größte Breite über den Schutzhölzern	8,2 »
Eintauchquerschnitt	15,0 qm
Höhe von Unterkante Boden bis zum Schandeck	2,40 m
Tiefgang bei voller Ladung	1,80 »

3) Schleusenkammern, Tröge.

Nutzlänge			70,0 m
innere Breite			9,0 »
Wassertiefe	Schleusen	über dem Unterdrempel	3,0 »
		» Oberdrempel	4,5 »
	Tröge		2,5 »

Fig. 3 und 4. Kammerschleuse.





Die Schleusen und Hebewerke sind einfährig, mit Ausnahme des Aufzuges mit Kolben, dessen Prinzip die Doppelfährigkeit bedingt. Zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit ist die Anlage zweier einfähriger Hebewerke vorteilhafter als ein Doppelhebewerk. Dadurch ist die wichtige Unabhängigkeit gesichert. Die Möglichkeit, frei gewordene Energie elektrisch aufzuspeichern, spricht ebenfalls für die Einfährigkeit.

Das Verholen der Schiffe beansprucht den größten Teil der Schleusungszeit. Um diese Zeit zu verkürzen, sind Laufkatzen, die auf Leitwerken laufen, vorgesehen. Das ausfahrende Schiff fährt über eine 140 m lange Strecke rechts neben das zur Einfahrt bereit stehende. Nachdem das Schlepptau übertragen worden ist, kann die Einfahrt längs dem Leitwerk beginnen. Die Laufkatzen haben Fernsteuerung; seitlich verholt werden sie nicht.

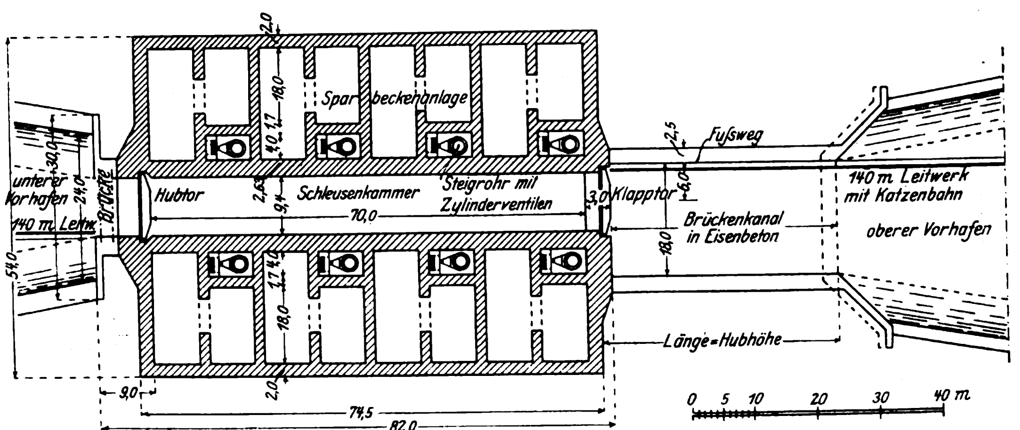
Alle Bewegungsvorrichtungen haben elektrischen Antrieb.

Wasser wird nicht verbraucht. Das Schleusungs-, Spalt- und Verdrängungswasser wird während der Schleusungsdauer zurückgepumpt.

2) Kanal.

Wassertiefe	2,50 m
Breite der Sohle	18,00 »
Breite des Wasserspiegels	30,00 »
zulässige Geschwindigkeit	1,1 m/sk = 4 km/st

Fig. 5 und 6. Schachtschleuse.



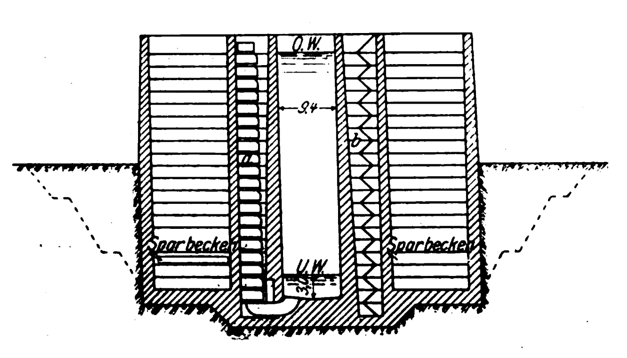
Diese Anordnung hat folgende Vorteile:

1) Vermeidung von Wasserbewegungen in den Haltungen, demnach Ermöglichung beliebig kurzer Haltungen;

2) Abkürzung der Schleusungszeit wegen Vermeidung der Ausspiegelung.

Die Schleusentreppe, bestehend aus Kammerschleusen, Fig. 1 bis 4.

Die geeignetste Art von Kammerschleusen für Hintereinanderreihung ist die von Prüsmann vorgeschlagene Anordnung[1]). Das Wesen dieser Sparschleuse[2]) ist in Fig. 1 und 2 klargelegt.



a Steigrohr mit Zylinderventilen
b Steigrohrschacht

Die Anzahl der Sparbecken ist durch ihre Füllungshöhe bestimmt, die mit Rücksicht auf Zeit und Anlagekosten vorteilhaft größer als 1,5 m ist.

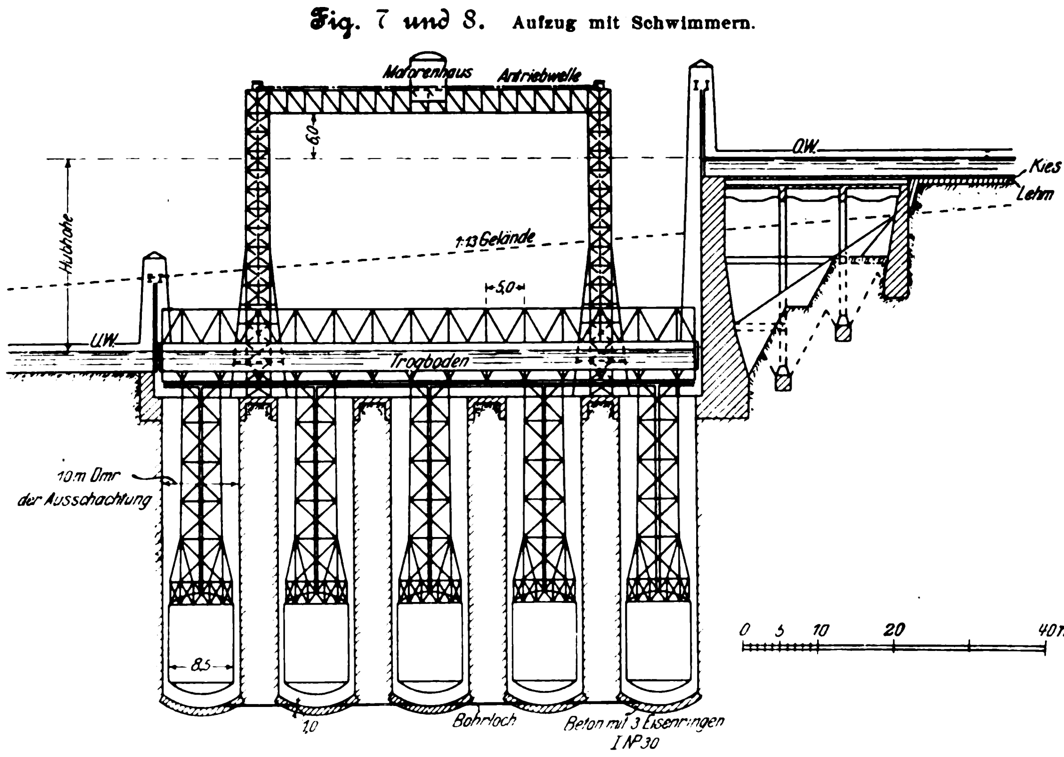
Die Schleuse Fig. 1 hat ein Sparbecken (I). Die Seitenbecken haben nur den Zweck, die Füllung der Kammer zu beschleunigen und Wasserschwankungen in den Haltungen zu verhindern. Die Kammer wird durch die nacheinander erfolgende Entleerung von I, II, IV gefüllt und durch die nacheinander erfolgende Füllung von I, III, V entleert. II erhält das Wasser durch Pumpen aus V, ebenso IV aus III.

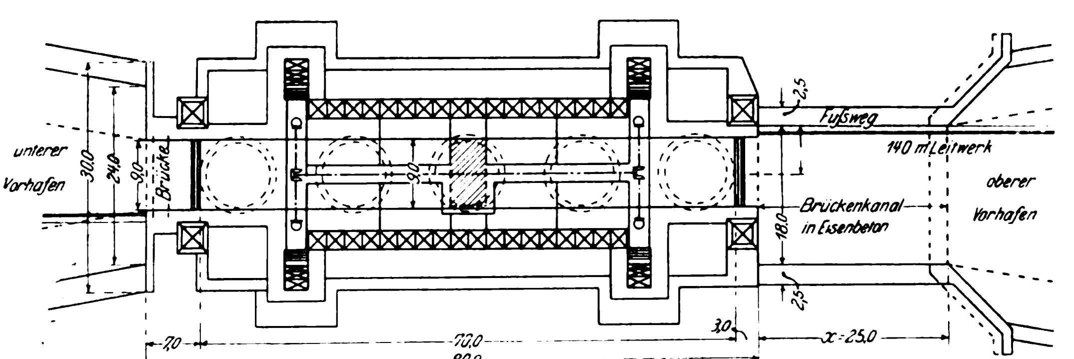
Kreuzt ein beladenes Schiff an der Schleuse ein unbeladenes, so wird eine Wassermenge nach dem Unterwasser geschafft, die in cbm gleich ist der Tonnenzahl des Mehr-

[1]) Zentralbl d. Bauv. 1906 S. 150.
[2]) s. a. Z. 1896 S. 58; 1898 S. 1248.

gewichtes. Dieses Verdrängungswasser (im Mittel 200 cbm) wird vom Unterwasser durch ein verschließbares Rohr nach V geleitet und von dort mit dem Schleusungswasser nach oben gepumpt.

Fig. 7 und 8. Aufzug mit Schwimmern.





Als Abschlüsse der Zu- und Ableitungen dienen Zylinderventile.

Die Schleuse Fig. 2 hat zwei Sparbecken I und II. Im übrigen ist sie ähnlich der oben beschriebenen eingerichtet. Die Einzelheiten sind größtenteils denen der Schleuse bei Münster[1]) nachgebildet.

Die Zwischenhaltung innerhalb der Schleusentreppe wird am vorteilhaftesten so lang gemacht, daß sie von einem Schiff in der Zeit einer Doppelschleusung durchfahren werden kann.

Die Länge der Haltungseinheit ist gleich Doppelschleusungszeit in sk mal 1,1 m/sk.

Danach wird sie im Mittel 2000 m lang sein. Ist sie (aus Geländerücksichten) kürzer, so muß das Schiff vor jeder Einzelschleuse warten, und zwar um

$$\text{Doppelschleusungszeit in sk} - \frac{\text{Länge der Haltung}}{1{,}1\ \text{m/sk}}.$$

Große Wasserbecken vor und hinter jeder Schleuse dämpfen die Beunruhigung der Haltung durch Schleusungswasser. Bei genügendem Wasservorrat könnten die Sparbecken, die den Betrieb verlangsamen, teilweise oder vollkommen außer Betrieb gesetzt werden.

Bei der Kammerschleuse und der Schachtschleuse (s. weiter unten) ist jedes Sparbecken durch den Schleusenschacht in zwei Teile getrennt, aus deren jedem eine Pumpe das Wasser nach oben befördert. Die Anordnung



[1]) s. Z. 1901 S. 1009.

Fig. 9 und 10. Aufzug mit Kolben.

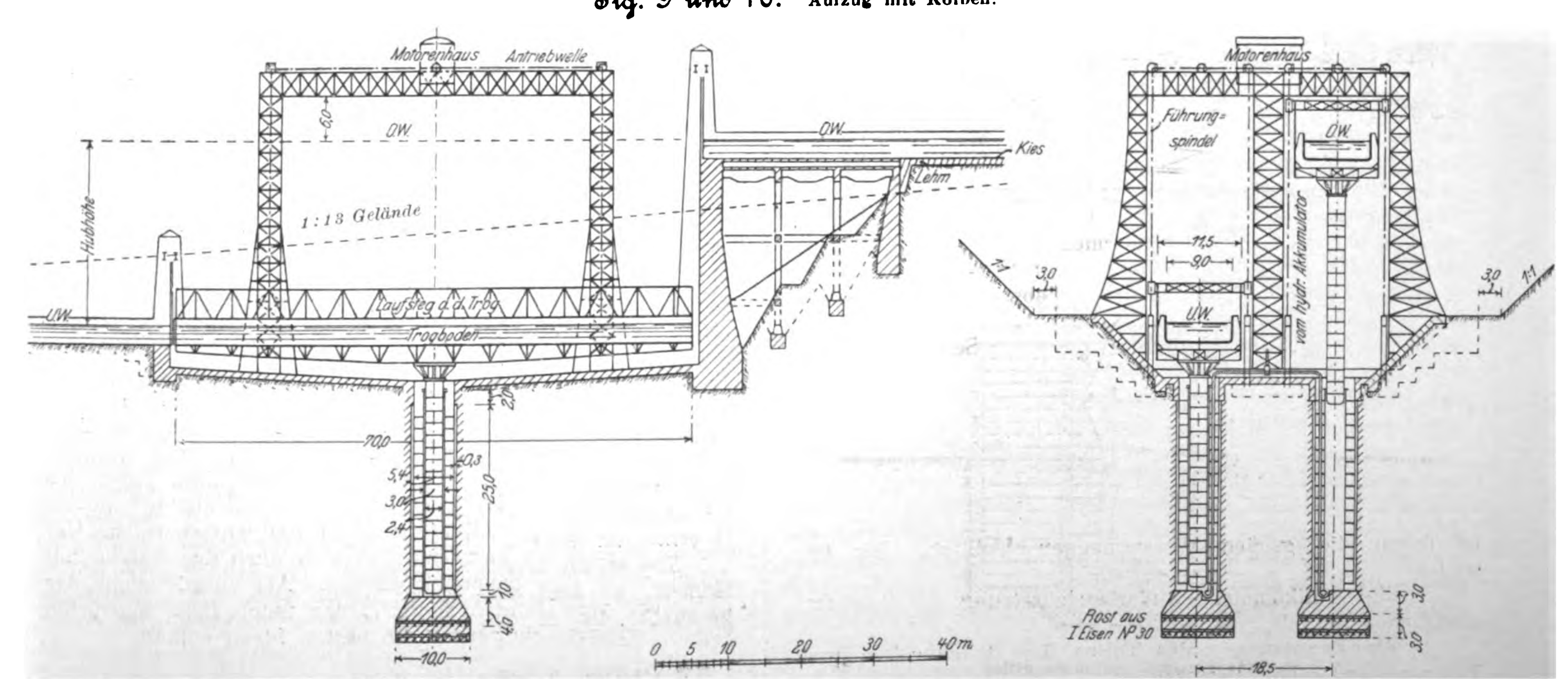
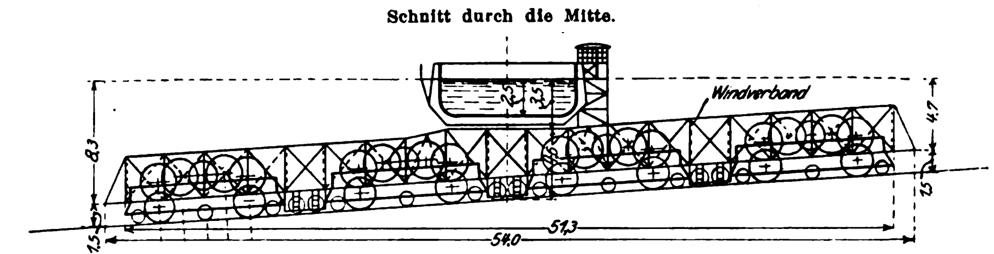
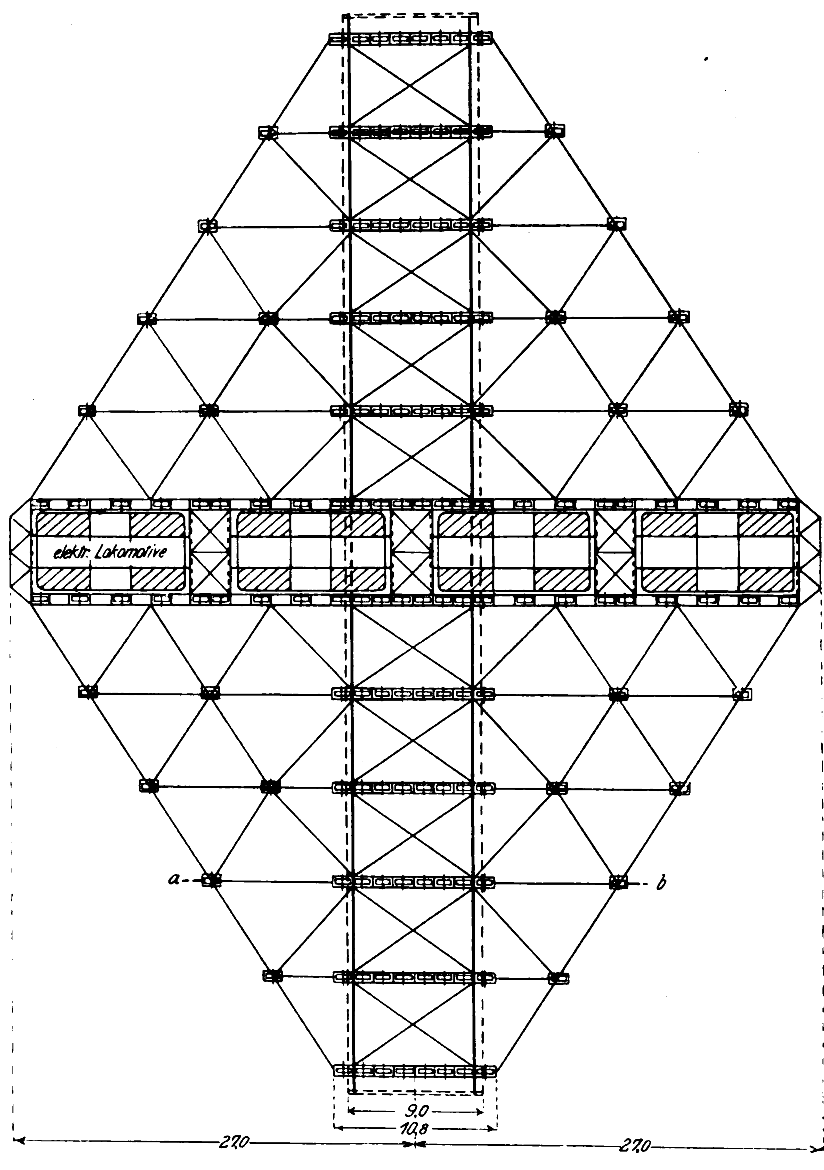


Fig. 11 bis 13. Quergeneigte Trogbahn.

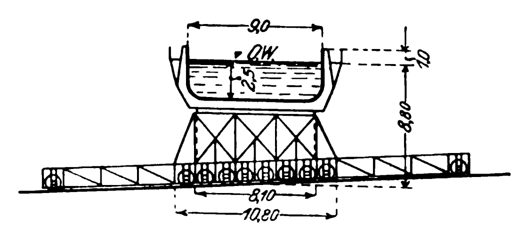
Schnitt durch die Mitte.



Grundriß des Trogwagens.



Schnitt a-b.



ist durch die großen Wassermengen bedingt. Sie gestattet:

1) eine vollkommene Außerbetriebsetzung der Pumpen: natürlicher Betrieb;

2) die Benutzung eines Teiles der Seitenbecken und Pumpen: gemischter Betrieb;

3) eine vollkommene Ingangsetzung der Spareinrichtung: voller Betrieb.

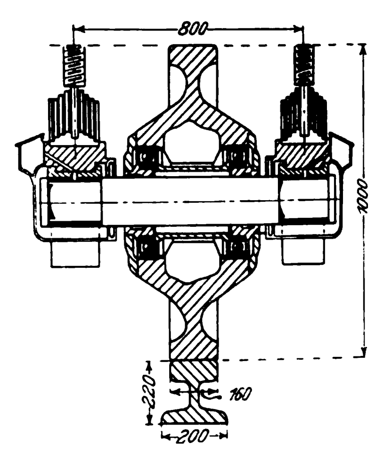
Die Schachtschleuse, Fig. 5 und 6.

Die getrennte Behandlung der einfachen Kammerschleuse und der Schachtschleuse ist durch die Verschiedenartigkeit der baulichen Ausführungen verursacht. Zur Bestimmung der günstigsten Hubhöhe ist die Betrachtung hoher Schleusen notwendig, und diese werden bei über 10,0 m Hubhöhe nur in Form von Schachtschleusen ausgeführt.

Die Anordnungen sind in der Hauptsache dem Entwurf „Renaissance" von Spitzer (Wettbewerb für Aujezd 1904) entnommen. Damit auch hier die Beunruhigung der Haltungen vermieden und die Ausspiegelung beschleunigt wird, liegt das obere Sparbecken höher als O. W., das unterste tiefer als U. W.

Die Sparbecken liegen übereinander. Die Schleusenkammer ist unten durch eine Mauer bis auf 4,5 m über U. W. abgeschlossen. Das untere Tor ist ein Hub-, das obere ein Klapptor.

Fig. 14. Laufrad des Trogwagens.



Da durch die große Höhe die genügende Schwere des Bauwerkes gesichert ist, kann eine Ausführung in Eisenbeton angenommen werden.

Der Wasserwechsel zwischen Schacht und Sparbecken erfolgt durch 8 Steigrohre. Zur Regelung dienen Doppelsitzventile: Zylinderschützen, welche selbsttätig durch Schwimmer im Schacht bewegt werden.

Der Aufzug mit Schwimmern, Fig. 7 und 8.

Es ist vorauszusehen und wird sich im weiteren zeigen, daß diese Hebewerkart heute nicht mehr in Betracht kommt. Dies gilt für alle möglichen Geländearten und Hubhöhen. Die im einzelnen tadellose Ausführung des Aufzuges in Henrichenburg hat vielfach übersehen lassen, daß diese Form des Hebewerkes in den Grundzügen unvorteilhaft ist. Um die wirtschaftliche Unvorteilhaftigkeit zu beweisen, soll aber auch der Aufzug mit Schwimmern hier behandelt werden. Als Vorbild diene das Hebewerk von Henrichenburg[1]), das unter allen Entwürfen von Schwimmerhebewerken die besten Ideen enthält.

[1]) s. a. Z. 1899 S. 946 u. f.



Der Aufzug mit Kolben, Fig. 9 und 10.

Die Erbauung des Aufzuges mit Kolben in Peterborough, Kanada[1]), für Schiffe von 600 bis 800 t (?) im Jahr 1902/04 hat wieder vielfache Neigungen für diese Art der Hebung wachgerufen, trotz der schlechten Erfahrungen mit dem Aufzug in Les Fontinettes[2]).

Die Tröge ruhen auf Preßkolben, deren Zylinder durch ein Rohr miteinander in Verbindung stehen.

Die Parallelführung erfolgt wie beim Aufzug mit Schwimmern, was in Anbetracht der 70,0 m langen Tröge notwendig erscheint. (Die Tröge von Peterborough sind nur 43,0 m lang.)

Eine einfährige Ausführung wäre nur bei Hintereinanderschaltung möglich. Die schwierige Handhabung und die Unübersichtlichkeit ließen aber von der Behandlung absehen.

Die quergeneigte Trogbahn, Fig. 11 bis 13.

Beim Wettbewerb für Aujezd 1904 wurde der Entwurf »Industria austriaca D« einer quergeneigten Trogbahn angekauft. Diese Hebewerkart hat also auch in neuester Zeit noch viele Freunde. Der erwähnte Entwurf behandelt eine Trogbahn mit Scheitelüberschreitung. Beiderseits vom Scheitel fährt der Trog in das Wasser der entsprechenden Haltung hinein. Es sind also nur Trogtore, nicht aber Haltungsabschlüsse erforderlich. Eine solche Bauart könnte wohl für Trockenförderung in Betracht gezogen werden, nutzt aber bei Naßförderung die geschaffenen Verhältnisse nicht aus.

Hier soll eine Trogbahn mit Querneigung behandelt werden, die in einer Geraden liegt. Als Vorbild sind die beiden Entwürfe der böhmischen Maschinenfabriken benutzt. Der erste (Wettbewerb für den Donau-Moldau-Elbe-Kanal 1895) behandelt eine quergeneigte Trogbahn, der zweite (Wettbewerb für Aujezd 1904) eine längsgeneigte Trogbahn. Die Verwendung der entnommenen Einzelheiten ist aus den Figuren ersichtlich.

Die Neigung 1 : 15 gestattet ohne übermäßig großen Kraftverbrauch der Fördermaschinen eine einfährige Anordnung, mit und ohne elektrische Aufspeicherung frei gewordener Energie. Die Anzahl der Laufräder ist bei dieser und bei den im folgenden zu behandelnden Bahnen so gewählt, daß auf ein Rad ungefähr 20 t Druck entfallen. Für die Stützung des mittleren Antriebgestelles und des wagerecht liegenden Gitterträgers sind Laufräder erforderlich, die weniger belastet werden, deren Anzahl aber durch die Abstände der notwendigen Stützpunkte gegeben ist. Die Konstruktion der Laufräder und der Druckübertragung ähnelt derjenigen des Entwurfes »Universell« der böhmischen Maschinenfabriken; jedoch stützt sich jedes Laufrad mittels zweier Kugellager auf einen beweglichen Stahlbolzen, s. Fig. 14; die Anordnung gestattet, für alle drei Bahnen den Reibungskoeffizienten zu $\frac{1}{370}$ anzunehmen. Diese doppelte Wälzung ist eine viel genauer herstellbare Bauweise als die der Wälzrollen, weshalb auch bei allen drei Bahnen von Wälzrollen abgesehen ist.

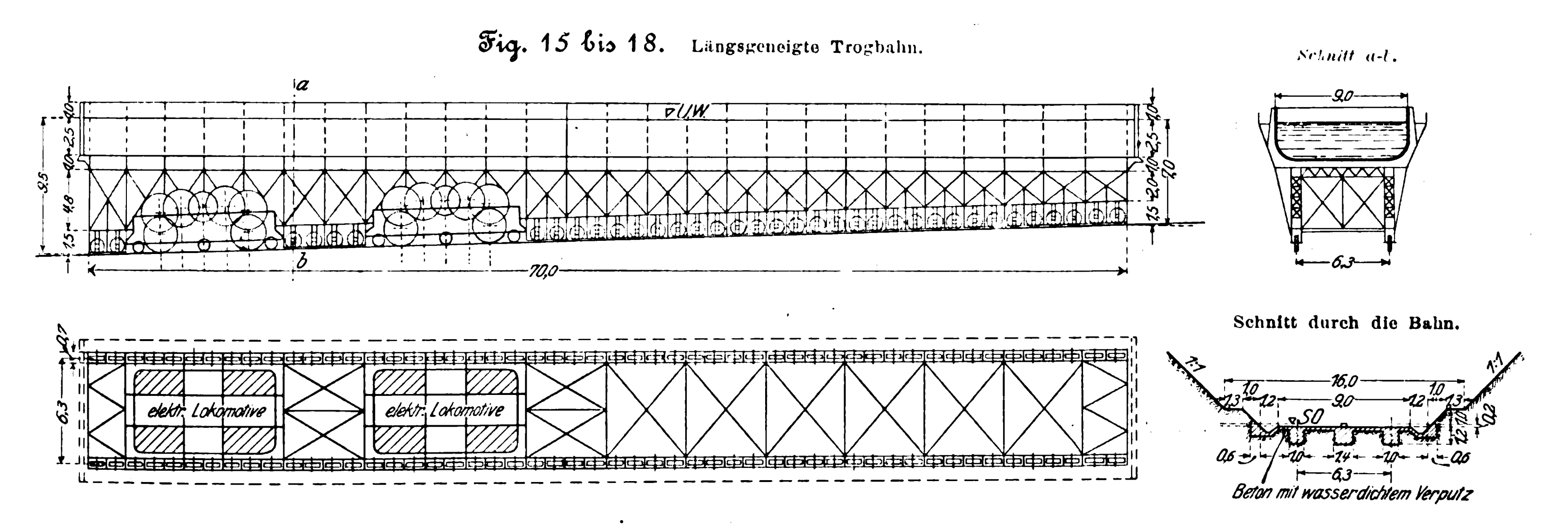
Die längsgeneigte Trogbahn, Fig. 15 bis 18.

Als Vorbild dient im allgemeinen der Entwurf »Universell« der böhmischen Maschinenfabriken im Wettbewerb für Aujezd 1904. Die Begründung, die Bahn nur einfährig auszuführen, liegt in folgendem Bericht von Rothmüller[1]):

»Die von mir durchgeführten Berechnungen haben ergeben, daß die Vorteile der Verwendung von Akkumulatorenbatterien bei schwächeren Neigungen als 1 : 15 infolge der geringen zurückgewonnenen Energie gegenüber den Erhaltungs- und Anlagekosten der Batterie zurückstehen und es deshalb ökonomischer erscheint, bei einfachen, geneigten Bahnen diese Energie durch eingeschaltete Widerstände bei der Talfahrt zu vernichten.«

Die Spurweite von 6,30 m ist um 1,80 m größer, als bei der Schiffseisenbahn angenommen worden ist. Diese Ungleichheit ist mit Rücksicht auf die Stabilität, die durch die Wasserschwankungen gefährdet wird, berechtigt.

Fig. 15 bis 18. Längsgeneigte Trogbahn.



Die Schiffseisenbahn, Fig. 19 bis 26,

nach Angaben von Prof. Kammerer, Berlin.

Der Vorgang ist folgender:

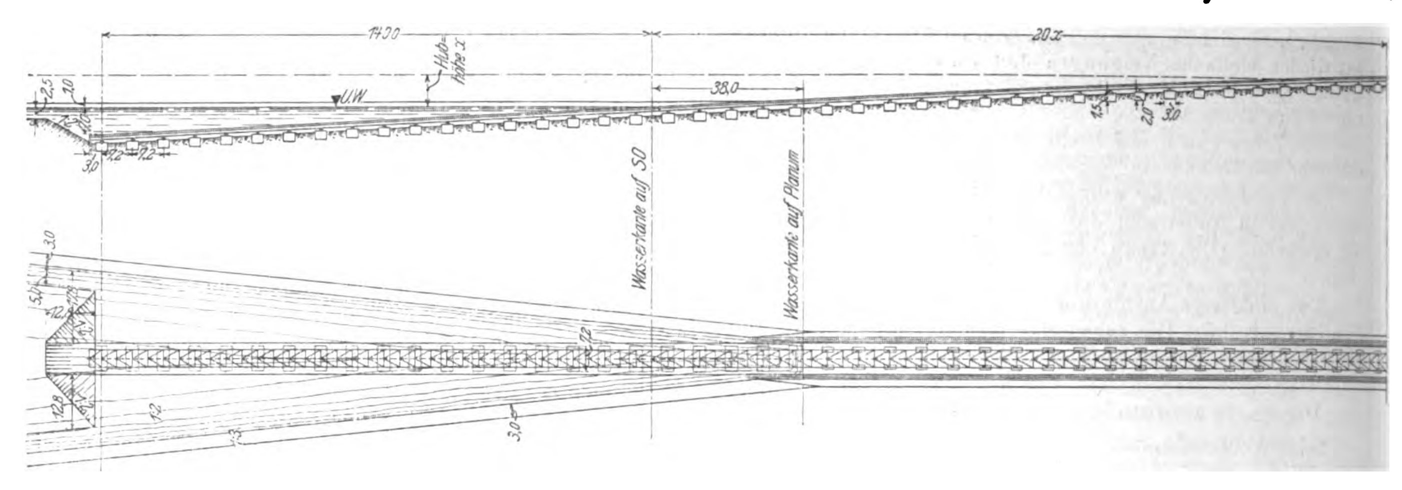
Das Schiff wird von der Laufkatze auf einen im Wasser stehenden Wagen gezogen. Vier Ausrichtspille des Wagens, deren Taue am Schiff befestigt werden, legen es vollkommen fest. Auf dem Wagen befindliche hydraulische Stützzylinder werden gefüllt und legen sich fest an die Wandung und den Boden des Schiffes. Nachdem die Ventile der Stützzylinder geschlossen sind, setzt sich der Wagen in Bewegung. Ist er auf der Drehscheibe angelangt, so wird diese gedreht, und der Wagen fährt in die obere Haltung hinunter. Die Stützzylinder werden nun entleert und die Ausrichtspille gelockert, die Seile gelöst. Eine Laufkatze zieht das Schiff in den oberen Vorhafen hinein, wo es je nach Lage des Kanales gewendet werden muß.

Der Wagen besteht aus einzelnen in der Höhenlage voneinander unabhängigen Laufradschemeln, die das Schiff mittels festgestellter Tauchkolben stützen. Dieses hat stets dieselbe elastische Linie wie das Bahnstück, über das der Wagen fährt. Die elastische Linie der Bahn muß also stetig gekrümmt, am besten eine Gerade, niemals aber gebrochen

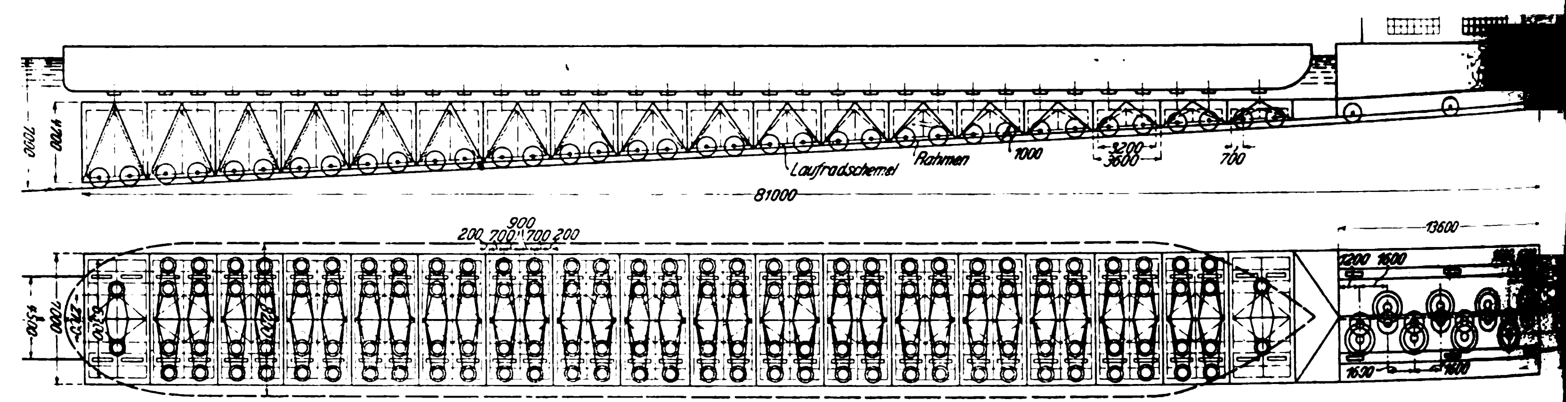
[1]) s. Z. 1904 S. 1589.
[2]) Z. 1990 S. 280.

[1]) Ztschr. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. vom 30. Juni 1905.

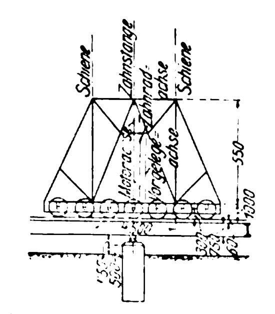
Fig. 19 bis 26. Schiffs-



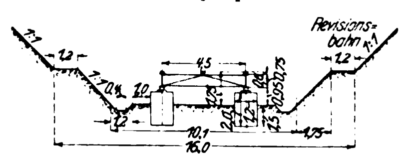
Schiffswagen.



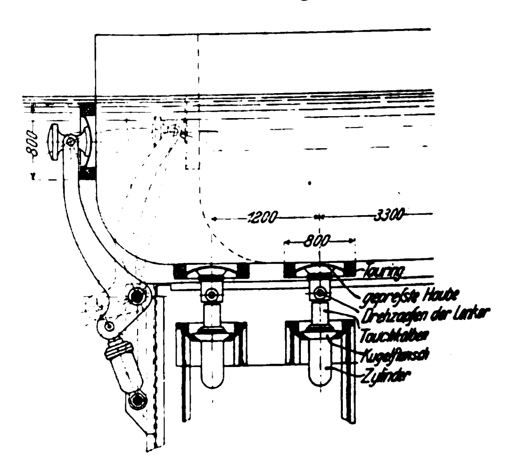
Drehscheibe. Ansicht von O.W.



Normales Querprofil.



Schiffstützung.



sein. Die einzelnen Laufradschemel sind durch einen Rahmen in wagerechter Richtung verbunden.

Die Bahn besteht aus einem liegenden Parallelträger, dessen Gurtungen Differdinger Grey-Eisen sind, auf denen Flacheisenschienen von 180 mm Breite und 60 mm Höhe ruhen. In der Mitte der Schienen ist eine liegende Zahnstange ebenfalls auf dem eisernen Unterbau befestigt. In Entfernungen von 7,1 m ist der Unterbau auf Walzen gelagert und vor der Drehscheibe an einem Betonklotz aufgehängt.

Die Dilatation macht sich nur am unteren Ende bemerkbar. Dadurch ist eine fugenlose Bahn geschaffen.

Die Drehscheibe gestattet eine ganz beliebige Lage des Oberhauptes[1]).

II) Leistungsfähigkeit.

1) Die Fahrgeschwindigkeit.

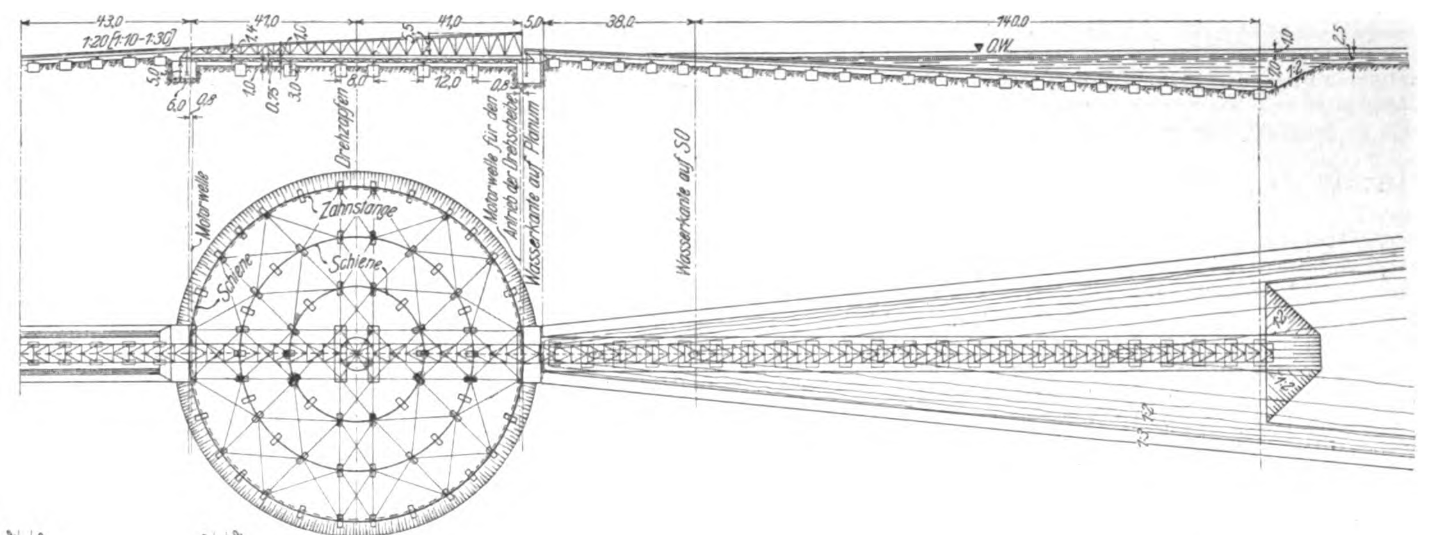
Das vom Schiff verdrängte Wasser kann bei großem Kanalquerschnitt leichter abfließen als bei kleinem. Der Fahrwiderstand ist proportional der relativen Geschwindigkeit, d. h. Schiffsgeschwindigkeit + Rückströmgeschwindigkeit.

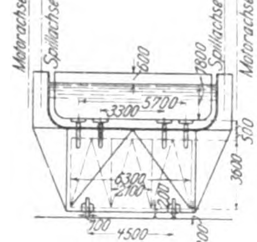
Da die Zugkraft möglichst gleichmäßig sein soll, so muß auch die relative Geschwindigkeit annähernd unver-

[1]) Weitere Angaben über alle sieben Hebewerkarten finden sich in den angegebenen Quellen.



eisenbahn nach Kammerer.





ändert bleiben. Prüsmann nimmt die letztere zu 0,54 m/sk an, was ungefähr einer Zugkraft von 600 kg entspricht.

Ist

V_r die relative Geschwindigkeit = 0,54
V_s » Schiffsgeschwindigkeit
F_f der Querschnitt der Fahrrinne
F_s » Schiffsquerschnitt,

so ist

$$\frac{V_s}{V_r} = \frac{F_f - F_s}{F_f}$$

und die Schiffsgeschwindigkeit

$$V_s = \frac{(F_f - F_s)\ V_r}{F_f}.$$

Kammerschleuse.

Bei einer mittleren Ladung ist am Unterdrempel

$$V_s = \frac{16 \cdot 0{,}54}{27} = 0{,}32 \text{ m/sk},$$

vergl. Fig. 27, bezw. am Oberdrempel

$$V_s = \frac{30 \cdot 0{,}54}{40{,}5} = 0{,}40 \text{ m/sk, vergl. Fig. 28.}$$

Schachtschleuse.

$$\text{Unterdrempel: } V_s = \frac{26{,}4 \cdot 0{,}54}{37{,}2} = 0{,}38 \text{ m/sk},$$

$$\text{Oberdrempel: } V_s = \frac{12{,}7 \cdot 0{,}54}{23{,}5} = 0{,}29 \text{ m/sk}.$$

Schiffströge.

$$V_s = \frac{11{,}7 \cdot 0{,}54}{22{,}5} = 0{,}28 \text{ m/sk, s. Fig. 29.}$$

Fig. 27.

Querschnitt über dem Unterdrempel der Kammerschleuse.

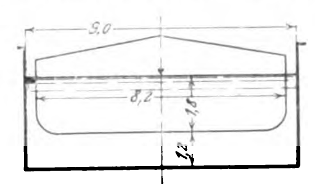


Fig. 28.

Querschnitt über dem Oberdrempel der Kammerschleuse.

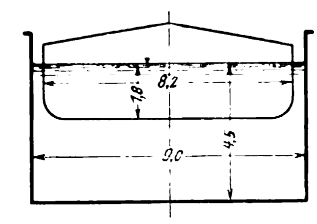


Fig. 29. Querschnitt des Schiffstroges.

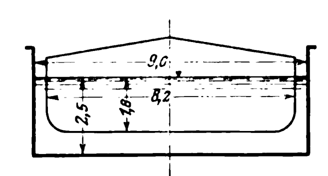


Fig. 30. Schleusentreppe.

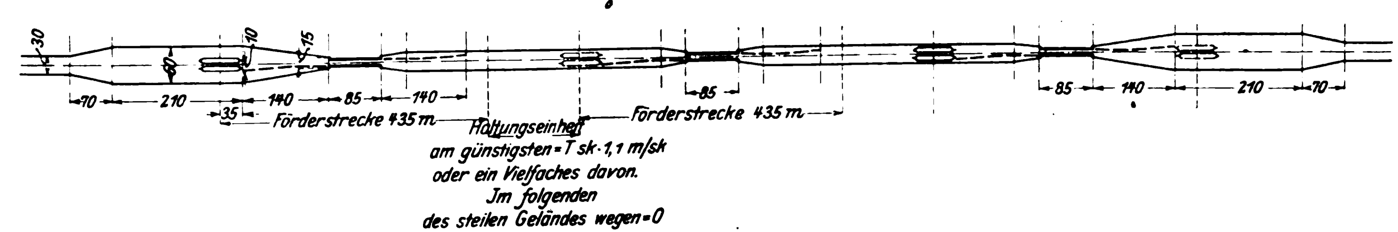
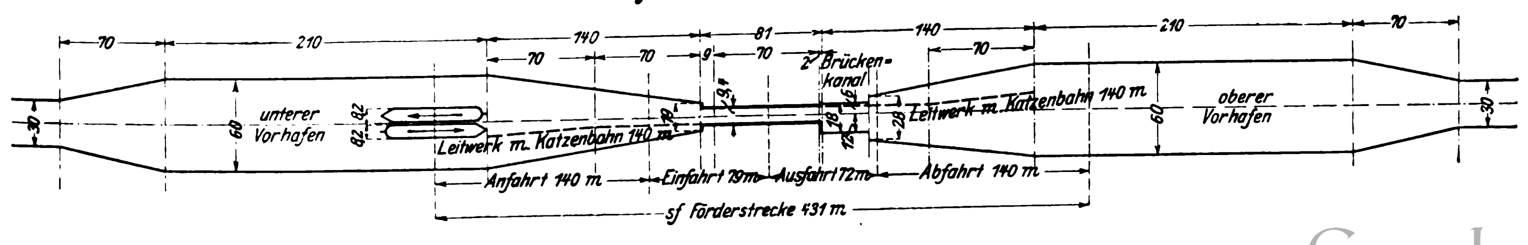


Fig. 31. Schachtschleusenanlage.

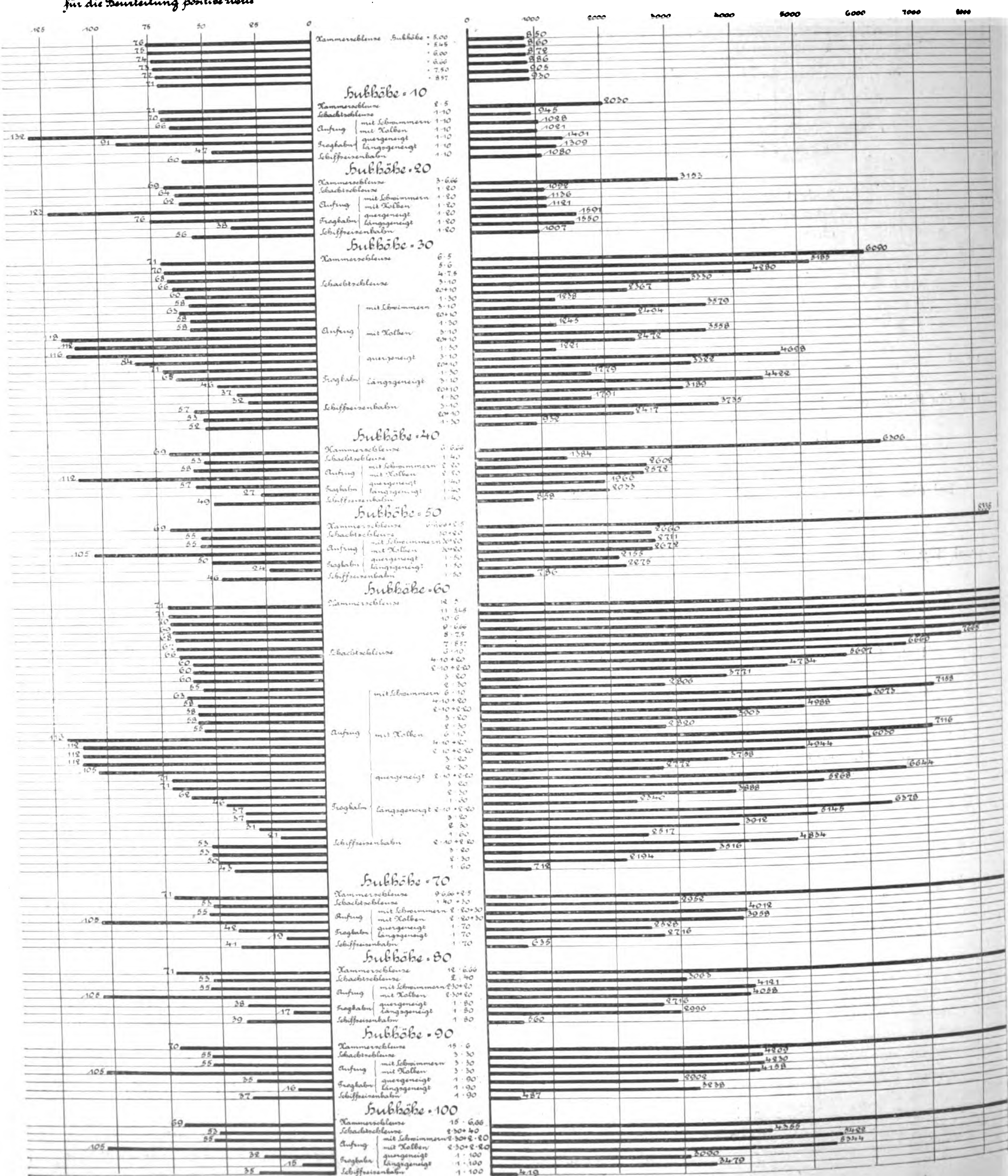


2) Die Förderzeit
(vergl. hierzu die Lagepläne Fig. 30 bis 33).

Bei der Kammerschleuse beträgt die Heb- und Senkgeschwindigkeit 0,05 m/sk. Bei der vorgesehenen Anordnung von Sparbecken ist dieser Wert ein mittlerer. (Vergl. Prüsmann, Schleusen und mechanische Schiffshebewerke.)

Die Schachtschleuse muß von der Kammerschleuse gesondert betrachtet werden, weil die Geschwindigkeit, mit der sich der Wasserspiegel senkt oder hebt, größer sein

Zahlentafel 1.



kann. In dem Entwurf »Renaissance« (Wettbewerb für Aujezd 1904) ist diese Geschwindigkeit mit 0,10 m/sk angegeben. Das Preisgericht hält das bei vorzüglicher Ausführung für zulässig. In dieser Abhandlung ist die Geschwindigkeit zu 0,08 m/sk angesetzt. Die obere Haltung endigt in einem x m langen Brückenkanal, der also mit der Hubhöhe seine Ausdehnung ändert. Beim Entwurf »Renaissance« ist der Brückenkanal 130 m lang. Dieses Hebewerk ist für das betreffende Gelände nicht vorteilhaft.

Beim **Aufzug mit Schwimmern** hebt und senkt sich das Schiff wie in Henrichenburg mit 0,11 m/sk Geschwindigkeit; die Tore werden wie bei der Schleuse in Klein-Machnow mit 0,15 m/sk aufgezogen. (Lageplan wie bei der Schachtschleuse, Fig. 5 und 6.)

Beim **Aufzug mit Kolben** beträgt die Troggeschwindigkeit mit Rücksicht auf die Schraubenspindelführung ebenfalls 0,11 m/sk. Beim Hebewerk in Peterborough soll sie 0,22 m/sk groß sein; dort ist aber die Führung infolge der geringen Troglänge ganz roh. (Lageplan ähnlich dem der Schachtschleuse, Fig. 5 und 6.)

Bei der **quergeneigten Trogbahn** beträgt die Fahrgeschwindigkeit 0,8 m/sk.

Bei der **längsgeneigten Trogbahn** beträgt die Geschwindigkeit im Mittel 0,56 m/sk, wie beim Entwurf »Universell«. (Anordnung der Vor- und Hinterhäfen wie bei der Schachtschleuse.)

Bei der **Schiffseisenbahn** ist eine mittlere Fahrgeschwindigkeit mit 1,75 bezw. 2,0 m/sk angenommen. Die höchste zulässige Geschwindigkeit wird erst mit etwa 4,0 m/sk erreicht.

Die Beschleunigung nehme von einem Höchstwert bis auf null gleichmäßig ab. Die Geschwindigkeitskurve ist eine Parabel. Der Endpunkt der Beschleunigung liegt an der Stelle, wo der Schiffswagen aus dem Wasser taucht, nachdem also ein Weg von 140 m zurückgelegt ist.

$$\text{Dauer der Beschleunigung} = \frac{140}{{}^2/_3 \cdot 1{,}75} = 120 \text{ sk}$$

$$\text{Beschleunigung} = \frac{2 \cdot 1{,}75}{120} = {}^1/_{30} \text{ m/sk}.$$

3) Die »scheinbare Länge« in bezug auf Leistungsfähigkeit (vergl. Zahlentafel 1).

Der Schiffer bewertet ein Hebewerk anders als die Kanalverwaltung. Für jenen ist die »scheinbare Länge«, für diese die Zahl der in einer bestimmten Zeit geförderten Schiffe maßgebend.

Da ein Schiffshebewerk die Leistungsfähigkeit des gesamten Kanalnetzes verringert, so ist die Einführung negativer Größen berechtigt.

Die »scheinbare Länge« gibt an, wie viele Kilometer das Schiff auf einem schleusenfreien, geraden Kanal während des Aufenthaltes im Hebewerk zurücklegen könnte. Ist die mittlere Geschwindigkeit auf dem schleusenfreien Kanal

$$v = 1{,}1 \text{ m/sk} = 4 \text{ km/st},$$

so beträgt die scheinbare Länge

$$s_s = A \text{ sk} \cdot 1{,}1 \text{ m/sk} - s_f,$$

wenn

A = Aufenthalt im Hebewerk bei Berg- bezw. Talfahrt
s_f = Förderstrecke in Richtung der Kanalachse.

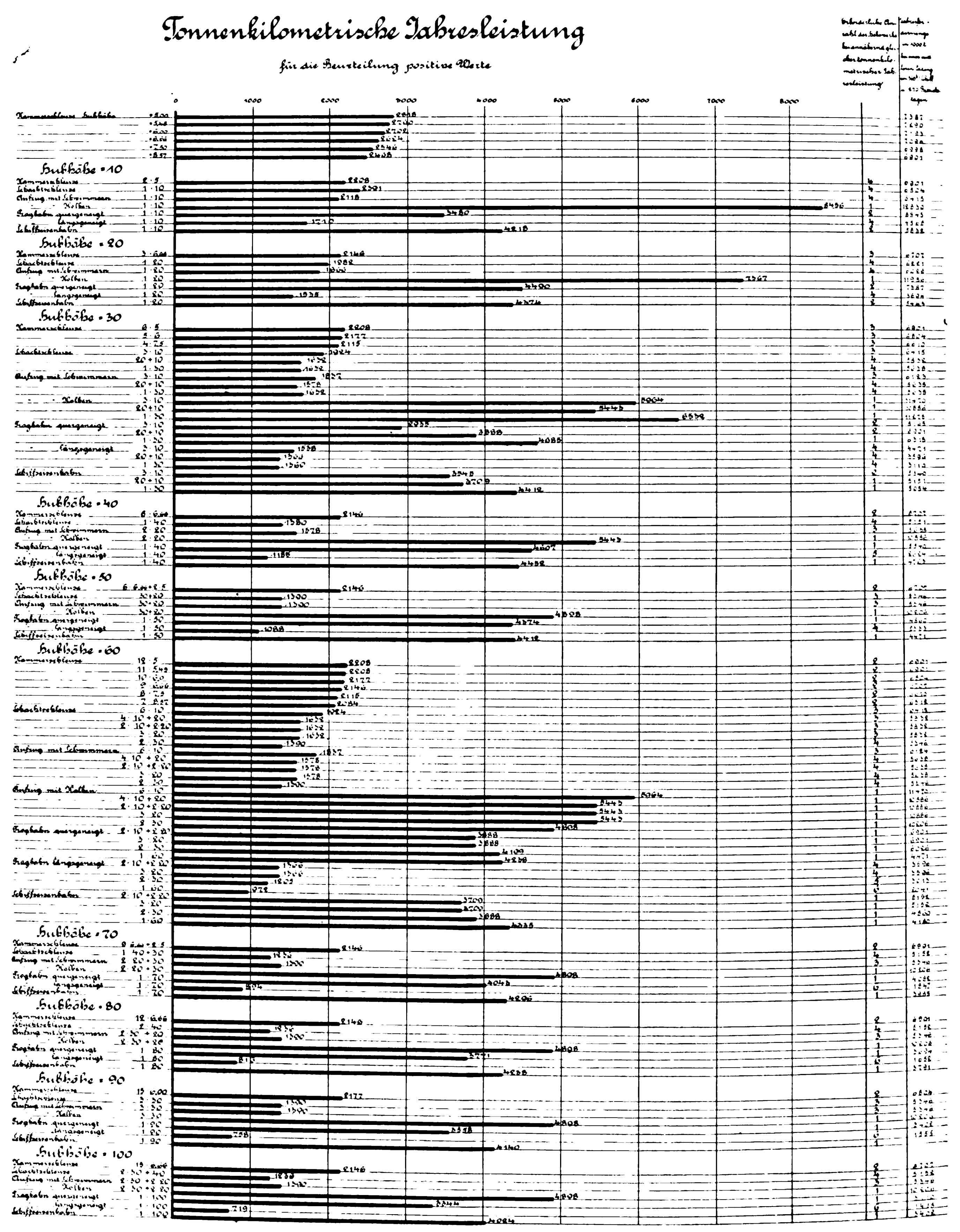
Nach dieser Gleichung ist die Zahlentafel 1 berechnet.

Je größer s_s wird, desto ungünstiger für das Hebewerk; die Darstellung gibt also einen Maßstab für die Größe des Verkehrhindernisses.

Bei der graphischen Darstellung ist A für die Bergfahrt gerechnet.

Die **scheinbare Länge wird am kleinsten, wenn die Fahrt durch das Hebewerk wenig Aufschub verursacht.** Bei den Hebewerktreppen sind die Einzelhebewerke unmittelbar hintereinander geschaltet, um möglichst steiles Gelände überwinden zu können. (Zwischenhaltungen mit einer Länge = Doppelförderzeit × 1,1 m/sk wären günstiger, weil sie eine gleichzeitige Förderung in den Einzelhebewerken ermöglichen würden.) Bei der unmittelbaren Hintereinanderschaltung befinden sich Schiffe mit gleichgerichteter Fahrt nur je in dem zweiten Einzelhebewerk. Die Aufenthalte bei Berg- und Talfahrt sind nicht gleich. Es sind deshalb für Wartezeit vor jedem Einzelhebewerk 2,5 min gerechnet.

Zahlentafel 2.



4) Anzahl der in 24 Stunden nach beiden Richtungen geförderten Schiffe; s. Zahlentafel 1.

Bei Einzelhebewerken ist die Anzahl der Schiffe

$$Z = 2\,\frac{24 \cdot 60 \cdot 60}{T_{sk}}$$

Bei Hebewerktreppen kommt zu dem Zeitbedarf einer Doppelschleusung noch die bereits erwähnte Wartezeit von 2,5 min hinzu:

$$Z = 2\,\frac{24 \cdot 60 \cdot 60}{T_{sk} + 2{,}5 \cdot 60}.$$

Aufenthalt eines Schiffes im Hebewerk = A Zeitbedarf der Doppelförderung = T bei Einzelhebewerken in Sekunden.

		m	A	T
Kammerschleuse:	Hubhöhe	5,00	1168	2276
		5,45	1177	2294
		6,00	1188	2316
		6,66	1201	2342
		7,50	1218	2376
		8,57	1239	2419

Hubhöhe in m		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Schachtschleuse	A	1251	1385	1517	1650	—	—	—	—	—	—
	T	2439	2702	2964	3225	—	—	—	—	—	—
Aufzug mit Schwimmern	A	1326	1424	1523	—	—	—	—	—	—	—
	T	2584	2778	2972	—	—	—	—	—	—	—
Aufzug mit Kolben	A	1319	1410	1501	—	—	—	—	—	—	—
	T	1302	1393	1484	—	—	—	—	—	—	—
Trogbahn, quergeneigt	A	1819	2537	3254	3969	4686	5400	6116	6833	7547	8264
	T	1887	2264	2640	3014	3394	3767	4142	4518	4894	5270
Trogbahn, längsgeneigt	A	1812	2258	2705	3152	3599	4046	4491	4937	5384	5830
	T	3615	4509	5401	6293	7187	8079	8973	9865	10759	11651
Schiffseisenbahn	A	1924	2039	2153	2267	2384	2496	2610	2724	2839	2953
	T	2857	3073	3286	3500	3717	3934	4143	4357	4572	4786

Fig. 32. Quergeneigte Trogbahn.

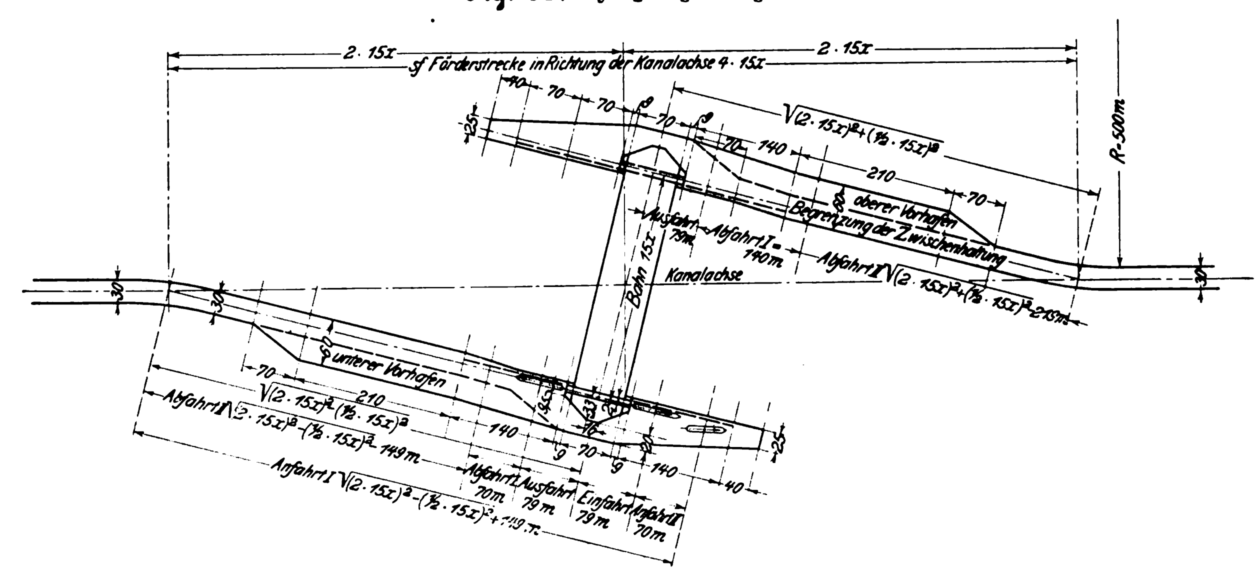
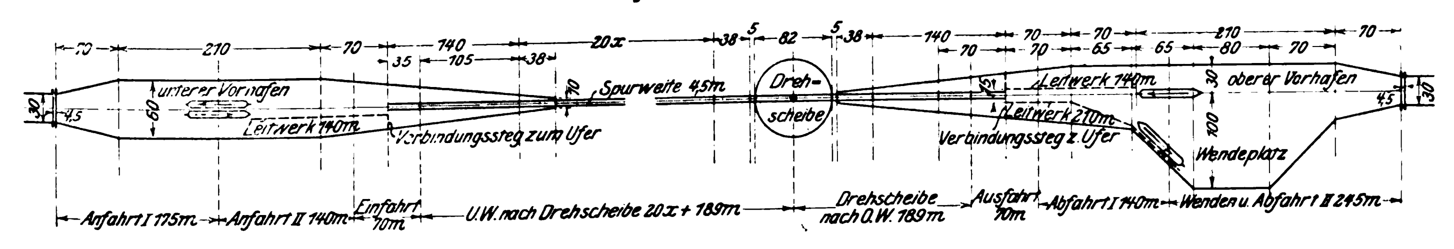


Fig. 33. Schiffseisenbahn.



5) Die tonnenkilometrische Leistung
(vergl. Zahlentafel 2).

Bezeichnet

Q die tonnenkilometrische Jahresleistung,

n » Anzahl der in 1 Jahr mit 270 Betriebstagen geförderten Tonnen $= 360 \cdot 270\ Z$,

v die mittlere Geschwindigkeit im Hebewerk nach beiden Richtungen $= \frac{2\,s_f}{T}$,

so ist
$$Q = \frac{n\,v}{1000}.$$

Diese Werte berechtigen zu einer allgemeinen Beurteilung des Hebewerkes in bezug auf Leistungsfähigkeit; s. Zahlentafel 2.

Bei der Hebewerktreppe ist
$$n = Z_{\text{für Hebewerktreppe}}\ 360 \cdot 270$$
$$v = \frac{2\,s_f\ (\text{Förderstrecke einer Stufe})}{(T + 2 \cdot 150)_{sk}}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.[1)]

Von **Fr. Frölich**, Ingenieur, Berlin.

Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.

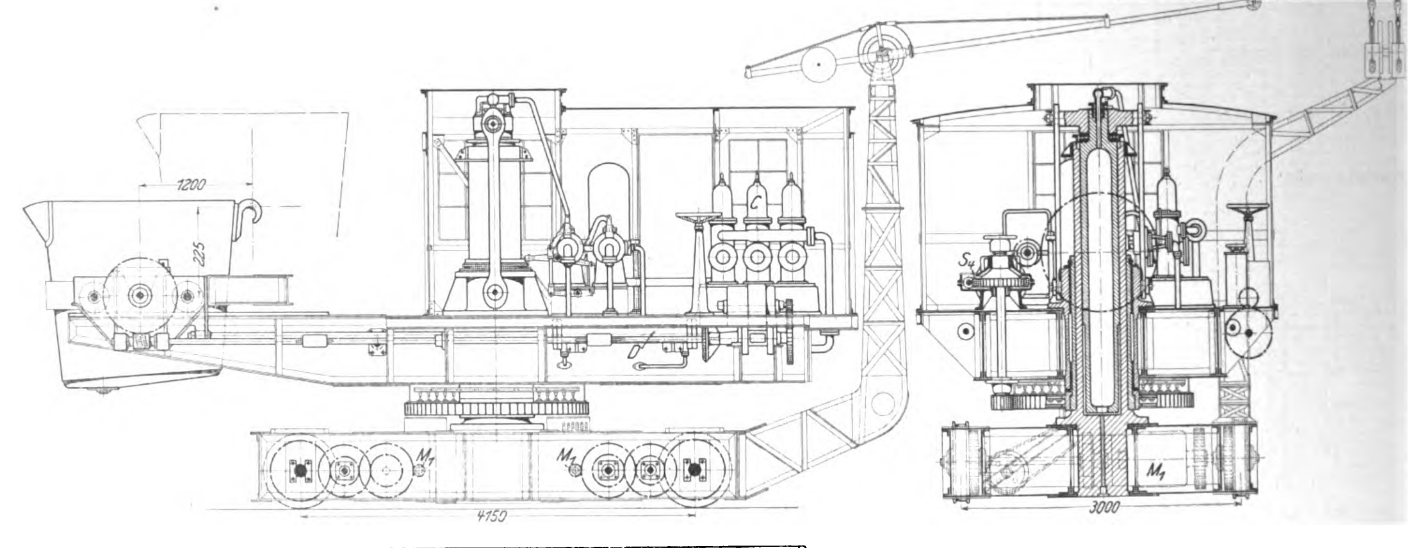
(Fortsetzung von S. 1819)

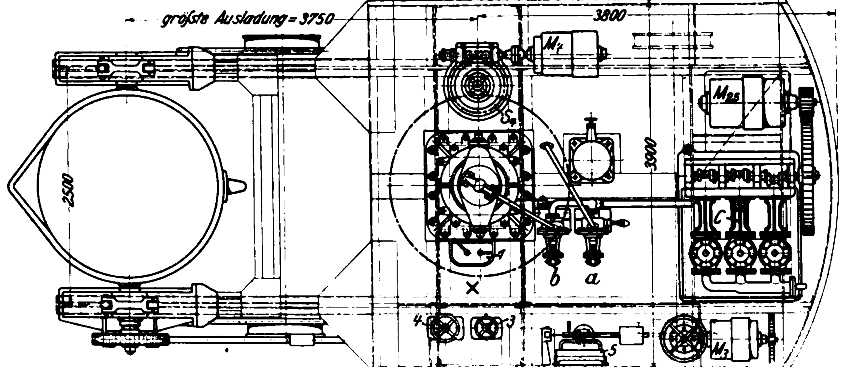
Fig. 392 bis 395 zeigen einen Gießwagen mit Preßwasserbetrieb für die Einrichtung zum Heben und Einziehen der Pfanne, während im übrigen elektrischer Antrieb durchgeführt ist; der Wagen ist von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman gebaut. Die im hinteren Teil des Auslegers untergebrachte Preßpumpe C wird durch den Motor $M_{2,5}$ angetrieben und arbeitet auf einen Akkumulator, von dem das Preßwasser durch Vermittlung des Steuerventiles a zu dem Zylinder D für die Einziehbewegung und durch Vermittlung des Steuerventiles b in die Drehsäule zum Zwecke der Hubbewegung geleitet wird. Für die Fahrbewegung des Wagens sind hier zwei Motoren M_1 von je 30 PS in den Kasten des Unterwagens eingebaut; die Kippbewegung wird durch einen Motor M_3 mit Stirnradvorgelege, die Schwenkbewegung durch einen Motor M_4 mit Schneckenradtrieb S_4 vorgenommen.

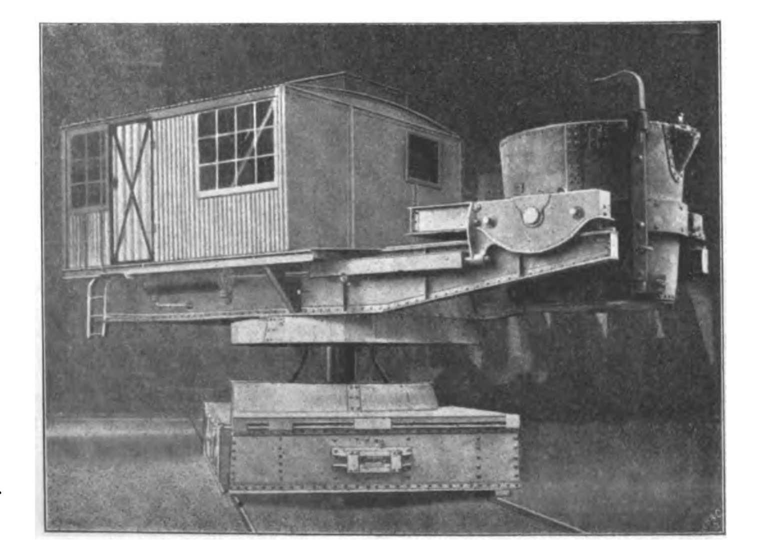
Bemerkenswert ist die Drehsäule, Fig. 393 und Fig. 396 und 397. Hier ist die im Unterwagen fest aufgestellte Königsäule a nicht als Tauchkolben, sondern als Zylinder ausgebildet, in welchem der Tauchkolben b sich auf- und abbewegt. Dieser Kolben ist hohl und erhält das Preßwasser durch seine Spitze; an ihm hängt mittels eines auf einem Kugellager sich drehenden Querstückes c und zweier Zugstangen der Ausleger d, der sich um eine auf der Außenseite der Königsäule auf- und abgleitende Hülse e in doppelten Stopfbüchsen dreht. Auf diese Weise wird die Last sehr günstig auf die Königsäule übertragen, welche, wie auch sonst, die ganze Last aufnehmen muß. Die Hülse e kann ziemlich lang gemacht werden, so daß der Flächendruck gering wird. Der Ausleger dreht sich um die Hülse ohne Bewegung in senkrechter Richtung; Drehbewegung und Hubbewegung finden also auf getrennten Flächen statt, was für die Unterhaltung günstig wirkt. Für die Hülse wird ein weicheres Material verwendet als für die Königsäule, so daß letztere geschont wird und bei Abnutzung nur die Hülse erneuert zu werden braucht, was verhältnismäßig leicht ausgeführt werden kann. Hierbei wirkt noch günstig, daß die Druckfläche infolge der großen Höhe der Hülse und des größeren Durchmessers der als Preßwasserzylinder ausgebildeten Königsäule größer ausfällt als

Fig. 392 bis 395.

Gießwagen mit Preßwasser- und elektrischem Antrieb (Bechem & Keetman).





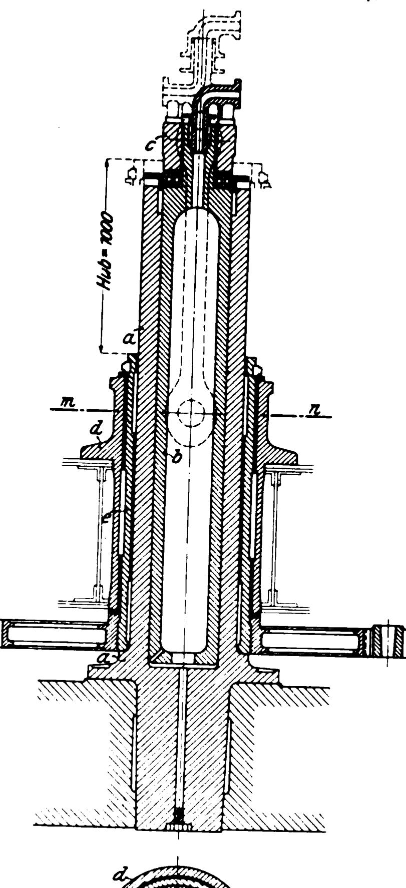


[1)] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Eisenhüttenwesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

bei den andern Bauarten, welche die Königsäule als Tauchkolben benutzen. Die Bauart hat endlich noch den Vorteil, daß die Stopfbüchse des Preßwasserzylinders an dessen Spitze stets leicht zugänglich ist und ihre Lage nicht ändert; sie kann also im Bedarffalle leicht erneuert werden. Um die Hülse *e* an der Drehung zu hindern, hat man die Königsäule an den vier Seiten behobelt und im Innern der Büchse *e* je zwei Gleitbacken angesetzt, die sich gegen die Königsäule anlegen, s. Fig. 397.

Fig. 396 und 397.

Drehsäule (Bechem & Keetman).



Schnitt *m-n*.

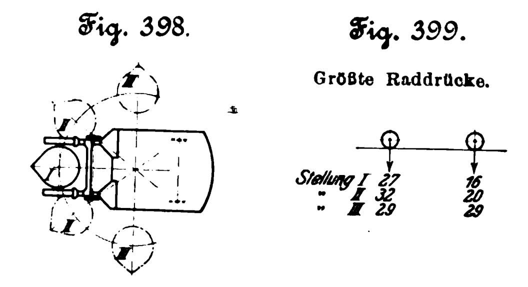
Die Anordnung der Antriebeinrichtung auf dem Ausleger, die das Gewicht der Pfanne zum größten Teil ausgleicht, ermöglicht es, mit einem verhältnismäßig kleinen Gegengewicht auszukommen. Der gesamte Wagen wiegt 61 t, davon entfallen auf die Pfanne 5 t; die Pfanne faßt 20 t. Bei gefüllter Pfanne ergeben sich in den Stellungen der Figur 398 die in Fig. 399 verzeichneten größten Raddrücke bei den beiden Achsen des Unterwagens.

Der Strom wird von der Hauptzuleitung mit Hülfe eines Stromabnehmers mit Rollen abgenommen, dessen eigenartige Konstruktion dadurch bedingt ist, daß der Hauptzuleitdraht infolge der örtlichen Verhältnisse in wechselnder Höhe verlegt werden mußte; der Stromabnehmer mußte daher pendelnd angeordnet und durch eine ständig wirkende Kraft an den Zuleitdraht angedrückt werden. Ihn mit Bügel auszuführen, war nicht möglich, da die beiden Hauptleitungen dicht nebeneinander liegen mußten, s. Fig. 393. Das Andrücken der Rollen durch ein Gegengewicht erwies sich als nicht durchführbar, da das Gewicht infolge der Stöße beim Fahren zu tanzen anfing. Es wurde daher noch eine Spiralfeder hinzugefügt, deren inneres Ende an dem Lagerbock des Stromabnehmers befestigt ist.

Der Strom wird dann in den Unterwagen geleitet und gelangt von hier aus zum Führerstand auf dem Ausleger, wo er auf die verschiedenen Steuerschalter verteilt wird. Vom Fahrschalter 1 gehen je vier Leitungen zu den beiden Motoren M_1 in den Unterwagen zurück. Wegen der Drehbewegung des Auslegers ist zwischen Unterwagen und Ausleger eine Schleifringplatte mit zwei Schleifringen für die Hauptzuleitung und zweimal vier Schleifringen für die beiden Motoren, insgesamt also 10 Schleifringen, eingebaut. Diese Platte ist an der Unterseite des Auslegers angeschraubt, und die Stromabnehmer sitzen in dem feststehenden Zahnrad der Schwenkbewegung. Je zwei aufeinander folgende Stromabnehmer sind um 180° gegeneinander versetzt. Die Schleifringe sind auf Stabilitleisten aufgesetzt; die Stromabnehmer, die durch Spiralfedern angepreßt werden, sind mit Hartgummihülsen durch den Körper des Zahnrades hindurchgeführt.

Fig. 398. Fig. 399.

Größte Raddrücke.



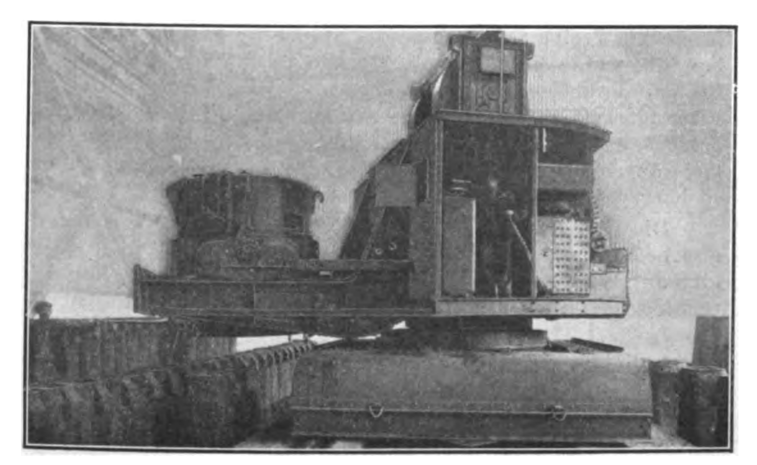
Da die Schleifringplatte auf diese Weise an der Hubbewegung teilnimmt und von besondern Schleifkontakten hierbei abgesehen werden sollte, sind die Kabel zwischen Unterwagen und Ausleger in Schleifen über Seilrollen geführt, die, in schrägen seitlichen Führungen gelagert der Hubbewegung folgen können und beim Senken infolge ihres Eigengewichtes die Kabelschleifen gespannt halten.

Die Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm Bechem & Keetman hat neuerdings auch die Pfanneneinziebeinrichtung mit elektrischem Antriebe gebaut. Bei schwereren Pfannen führt sie auch ein Untergestell ähnlich dem der Benrather Maschinenfabrik in Fig. 384 bis 387 (S. 1818) aus; auch wird der Strom von dem auf dem Unterwagen stehenden Mast mit Stromabnehmern wohl zur Spitze der Königsäule geleitet und dort vermittels eines Schleifringzylinders zu den Steuerschaltern und dem Fahrmotor geführt. Der Unterwagen erhält vielfach eine sehr zweckmäßige Schutzdecke von Zement gegen aufspritzenden oder daraufgegossenen Stahl.

Die Märkische Maschinenbauanstalt Ludwig Stuckenholz A.-G. hat, von dem Gedanken ausgehend, daß es zweckmäßig sei, für alle Bewegungen die gleiche Antriebart durchzuführen, den Preßwasserantrieb für die

Fig. 400 und 401.

Gießwagen mit völlig elektrischem Antrieb (Stuckenholz).



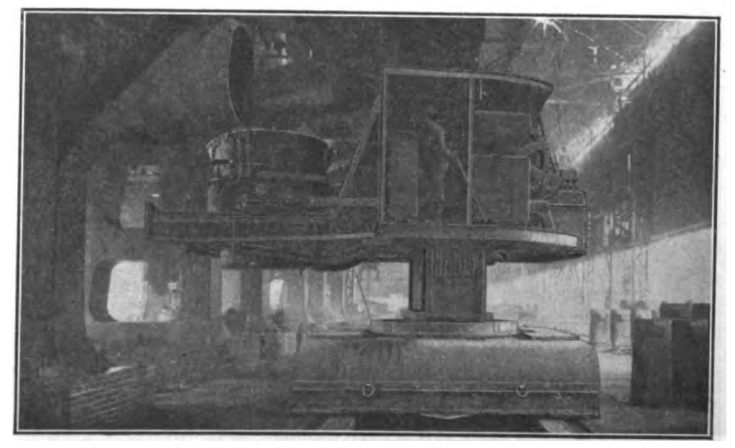
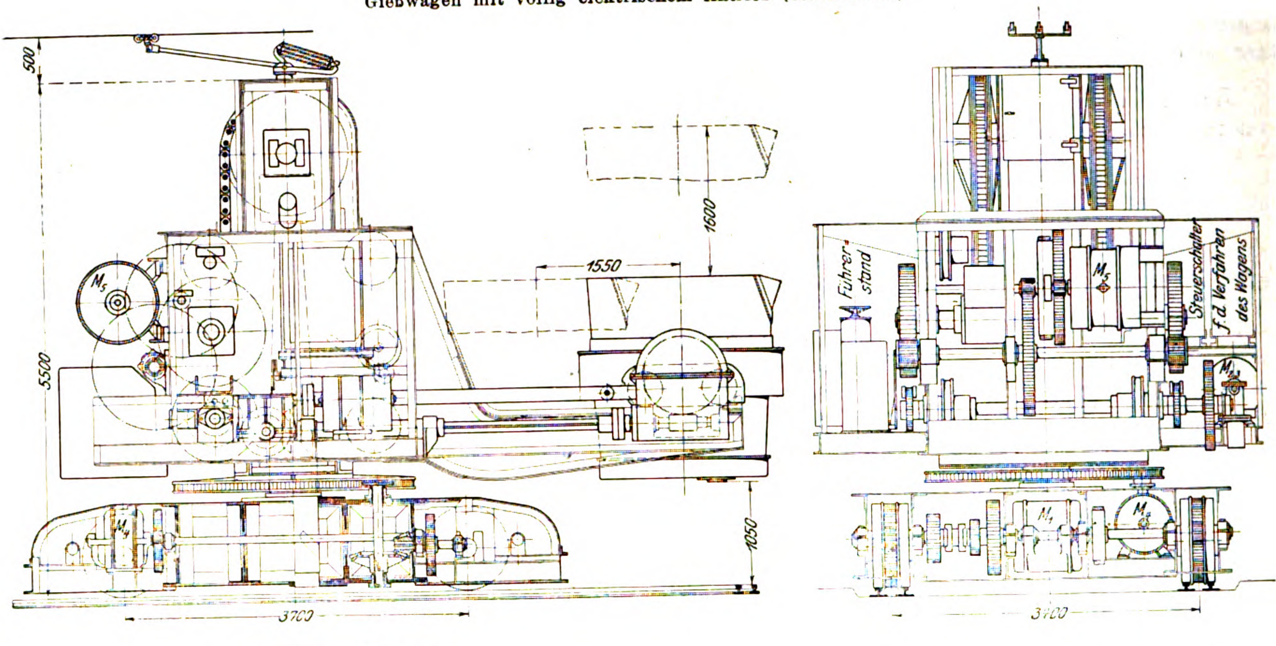
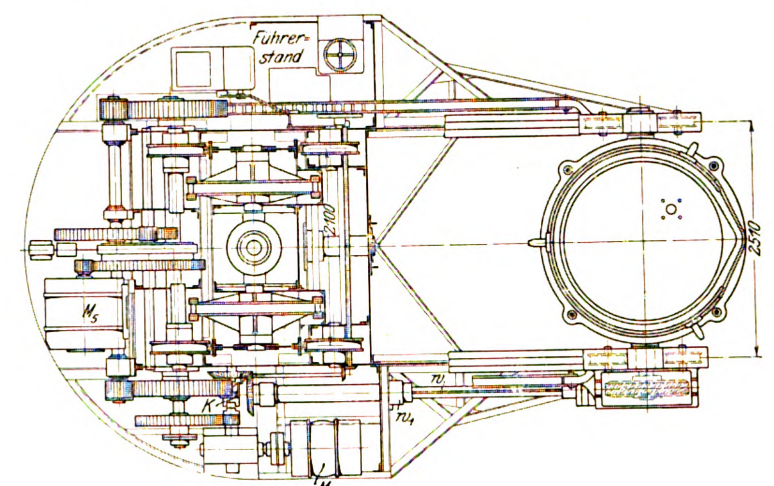
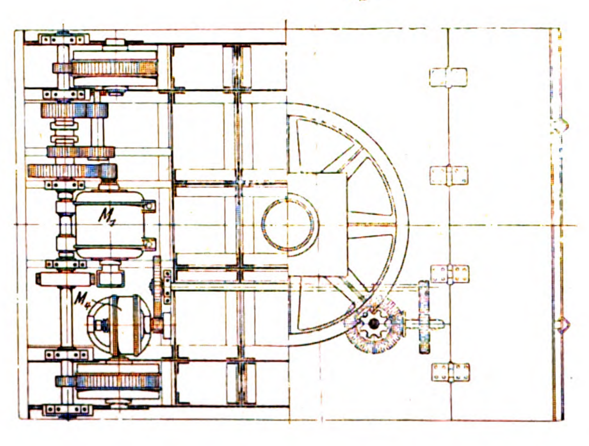


Fig. 402 bis 405.

Gießwagen mit völlig elektrischem Antrieb (Stuckenholz).







Hubbewegung beseitigt und bei ihren Gießwagen, Fig. 400 bis 405, deren sie verschiedene ausgeführt hat, den Ausleger in Ketten aufgehängt und auch für die Hubbewegung elektrischen Antrieb gewählt. Das ergab die weitere Möglichkeit, die Mittelsäule aus Walzeisen und Blechen zusammenzubauen, was gegenüber den Stahlgußsäulen den Vorzug der größeren Festigkeit und Billigkeit hat. Zum Verfahren des Wagens dienen ebenfalls zwei Motoren zu je 75 PS, doch treibt jeder gesondert eine Laufachse an. Die Schwenkbewegung sowie die Kippbewegung und der Vorschub der Pfanne werden in ähnlicher Weise wie bei den vorigen Ausführungen vollzogen. Das Getriebe der Schwenkbewegung ist aus Fig. 400 zu ersehen. Für die beiden Bewegungen der Pfanne dient ein Motor $M_{2,3}$, der je nach der Lage der Klauenkupplung K eines der beiden Getriebe treibt; da die beiden Bewegungen wohl kaum zusammen erforderlich sein werden, ist diese Anordnung zweckmäßig. Beim Verschieben der Pfanne schiebt sich die Vierkantwelle w der Drehbewegung in die hohle Welle w_1 hinein.

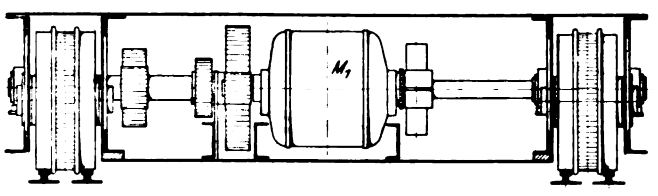
Der ganz in Eisenkonstruktion hergestellte Wagen ist des geringen vorhandenen Raumes wegen niedrig gehalten; daher mußte das Fahrwerk, Fig. 406 bis 408, auf einen sehr engen Raum zusammengedrängt werden. Beide Achsen sind als Triebachsen ausgebildet; somit bleibt der Wagen selbst beim Versagen des Antriebmotors der einen Achse oder bei etwa notwendig werdenden Ausbesserungen des Antriebes einer Achse dennoch gebrauchfähig, indem nur eine Achse getrieben wird. Die Motoren sind wie Bahnmotoren aufgehängt; durch die Kupplung K_1 können zwei verschiedene Geschwindigkeiten hergestellt werden. Die Höchstgeschwindigkeit soll 120 m/min [1]) betragen. Die Bremse B_1 mit Lüftmagnet ist ebenfalls des beschränkten Raumes wegen eng zusammengebaut, s. Fig. 407. Bemerkenswert ist die sehr kräftige Bauart der Laufräder, die mit doppelter Lauffläche auf zwei nebeneinander angeordneten Schienen laufen und dazwischen den Zahnkranz für den Antrieb tragen. Bei neueren Ausführungen ist nur noch eine Achse als Treibachse ausgebildet, Fig. 409; zwei Motoren treiben über eine gemeinsame Vorgelegewelle die Treibachse, so daß durch verschiedene Schaltung der Motoren die Geschwindigkeit geändert werden kann. Die Eisenkonstruktion des Wagenkastens ist ebenfalls geändert; die Decke ist vielfach durch eine Zementschicht a gegen Eisen- und Stahlspritzer geschützt.

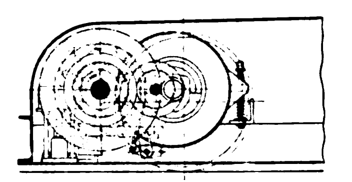
Die Königsäule, Fig. 410 und 411, ist eine hohle schmiedeiserne Säule A, die im Wagen B fest aufgestellt ist; über sie ist eine aus Winkeleisen und Blechen zusammengenietete Säule C rechteckigen Querschnittes gestülpt, die an zwei Stellen C_1

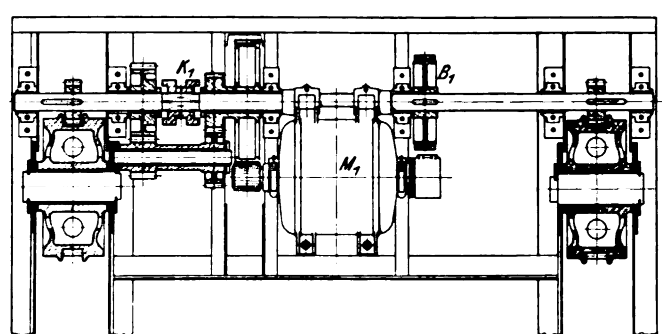
[1]) Eine so hohe Geschwindigkeit bewirkt große Erschütterungen und verlangt daher besonders kräftigen Bau; die wenigsten Hüttenwerke werden übrigens in der Lage sein, die Geschwindigkeit voll auszunutzen.



Fig. 406 bis 408. Fahrwerk (Stuckenholz).



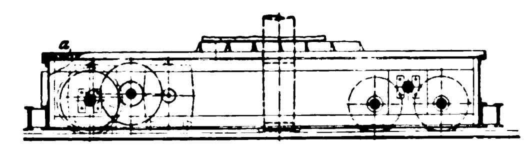




und C_2 in Halslagern an der Königsäule geführt wird. Von diesen ist das obere als Kammtraglager ausgebildet und nimmt das Gewicht der Säule auf. Unten trägt die Säule C den Zahnkranz für die Schwenkbewegung. Der ebenfalls völlig

Fig. 409.

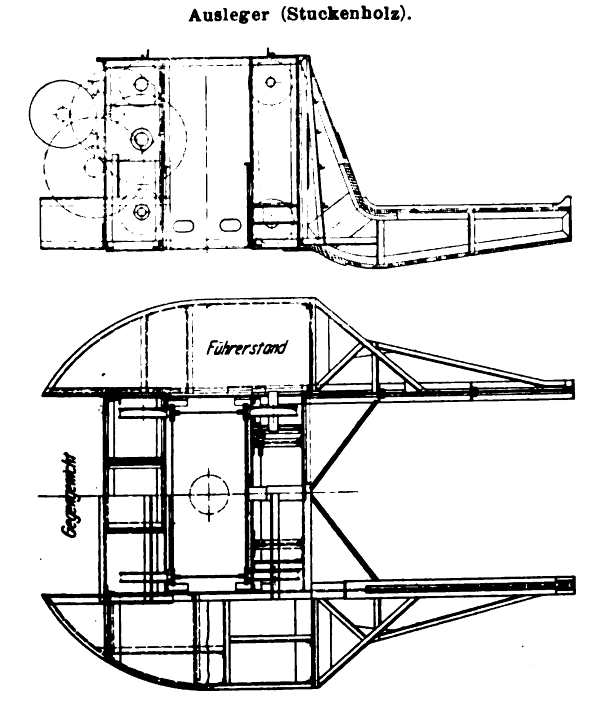
Neues Fahrwerk (Stuckenholz).



in Eisenkonstruktion hergestellte Ausleger, Fig. 412 und 413, ist an dieser Säule in senkrechter Richtung verschieblich aufgehängt und setzt sich in der untersten Stellung auf ein Holzkissen oberhalb des Zahnrades für die Schwenkbewegung auf.

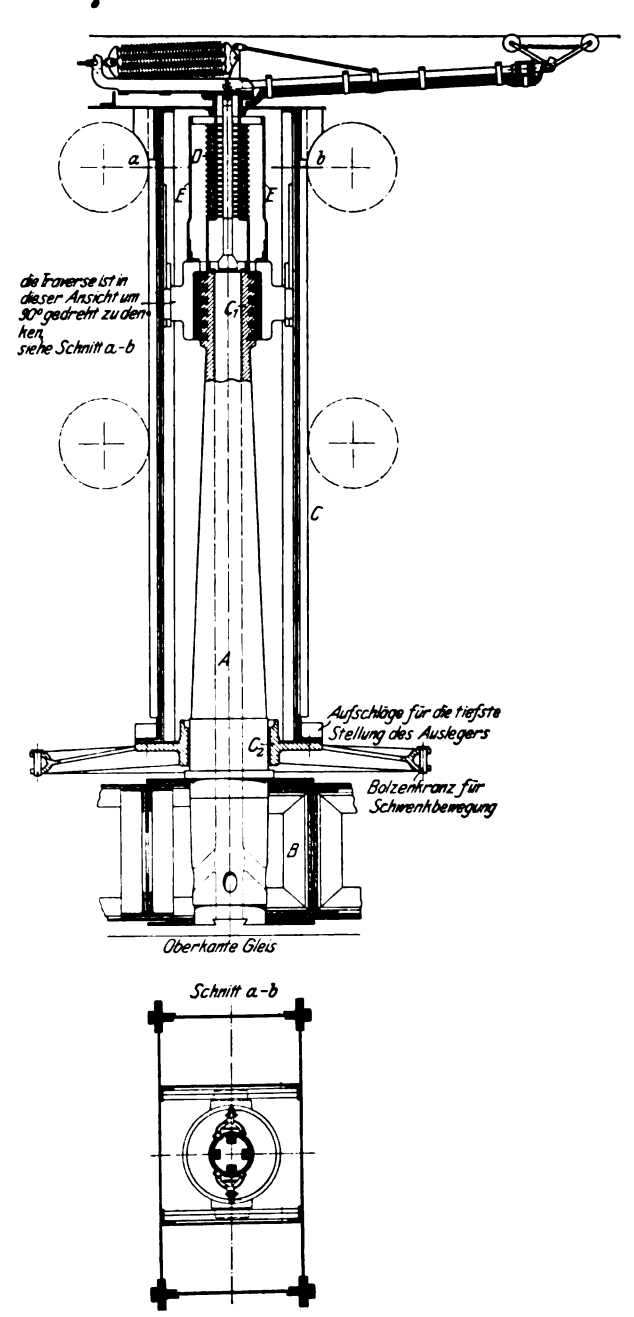
Fig. 412 und 413.

Ausleger (Stuckenholz).



Der Ausleger trägt acht Rollen, die ihn an Schienen an der Säule führen. Das Hubwerk, Fig. 414 bis 416, sitzt auf dem Ausleger und geht mit ihm auf und ab. Die beiden Gallschen Ketten, an denen der Ausleger hängt, sind über Rollen geführt, die im oberen Teil der Säule fest gelagert sind; der Ausleger hängt somit an vier Kettenenden, von denen zwei durch einen Balancier an ihm befestigt sind, während die beiden andern über die Kettenräder des Hubwerkes laufen. Die Kettenräder für die beiden Ketten sitzen auf gesonderten Achsen, haben aber einen gemeinsamen Motor M_5. Der Motor treibt mit dreifachen Stirnradübersetzungen die Kettenradwellen. Die Ketten laufen von den Kettenrädern aus zunächst über leere Rollen, die auf der ersten, den beiden Trieben noch gemeinsamen Vorgelegewelle W_1 sitzen. An das große Zahnrad Z_1 des ersten Vorgeleges ist eine Bremsscheibe B_5 angebaut, die als Halte-

Fig. 410 und 411. Königsäule (Stuckenholz).



bremse mit Lüftmagnet ausgeführt ist. Die Ketten sind normale Gallsche Ketten, nur besonders schwer und aus Nickelstahl hergestellt. Es wechseln bei ihnen vier und fünf Glieder miteinander ab; sie halten sich im Betrieb sehr gut und nutzen sich nur wenig ab.

Auf die Königsäule, s. Fig. 410, setzt sich das Rohr mit Schleifringen für die Stromzuführung D, und die drehbare Säule trägt auf dem Gehäuse des Kammlagers zwei Stangen E,

die den Schleifringen gegenüberstehen, und an denen die Stromabnehmer befestigt sind, s. Fig. 417. Das Schleifringrohr geht dann durch den Kopf der Säule *C* hindurch und trägt den Haupt-Stromabnehmer, dessen Bügel mit den Abnehmerrollen durch Spiralfedern an die Hauptzuleitungen angedrückt wird.

Fig. 417.

Schleifring mit Stromabnehmern (Stuckenholz).

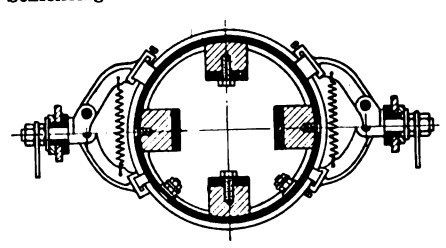
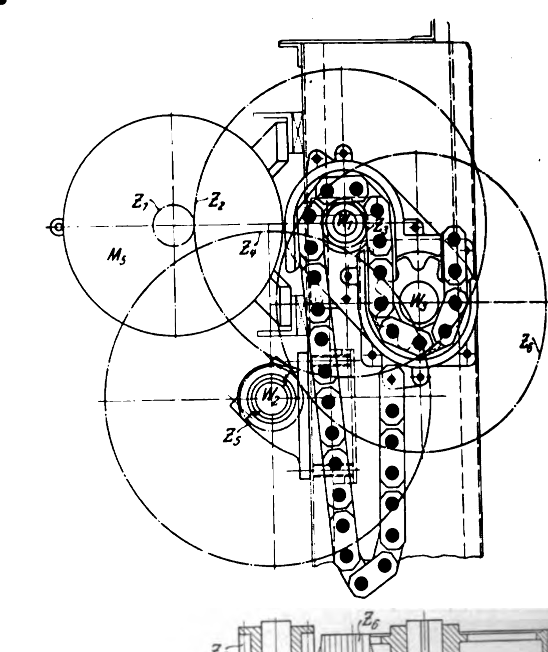
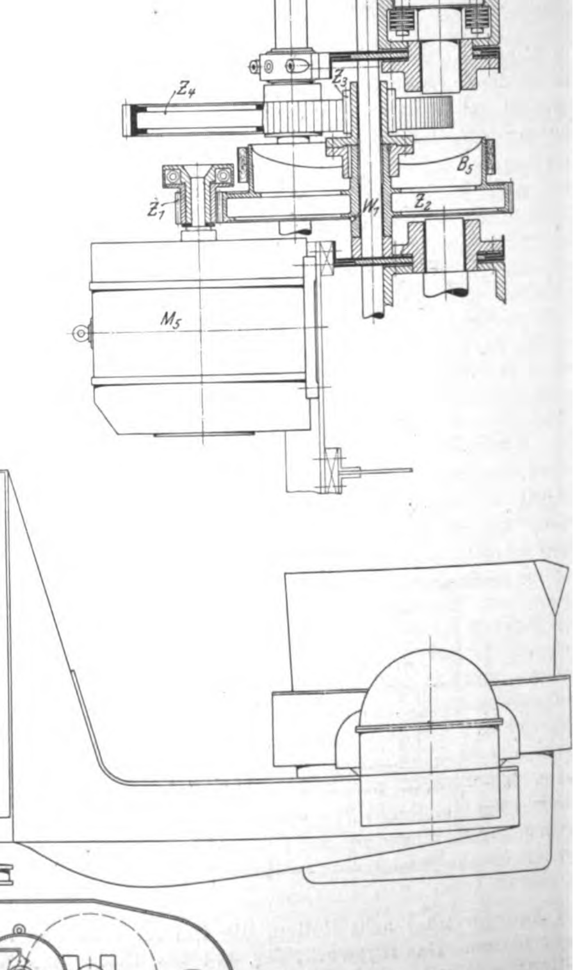


Fig. 414 bis 416. Hubwerk (Stuckenholz).

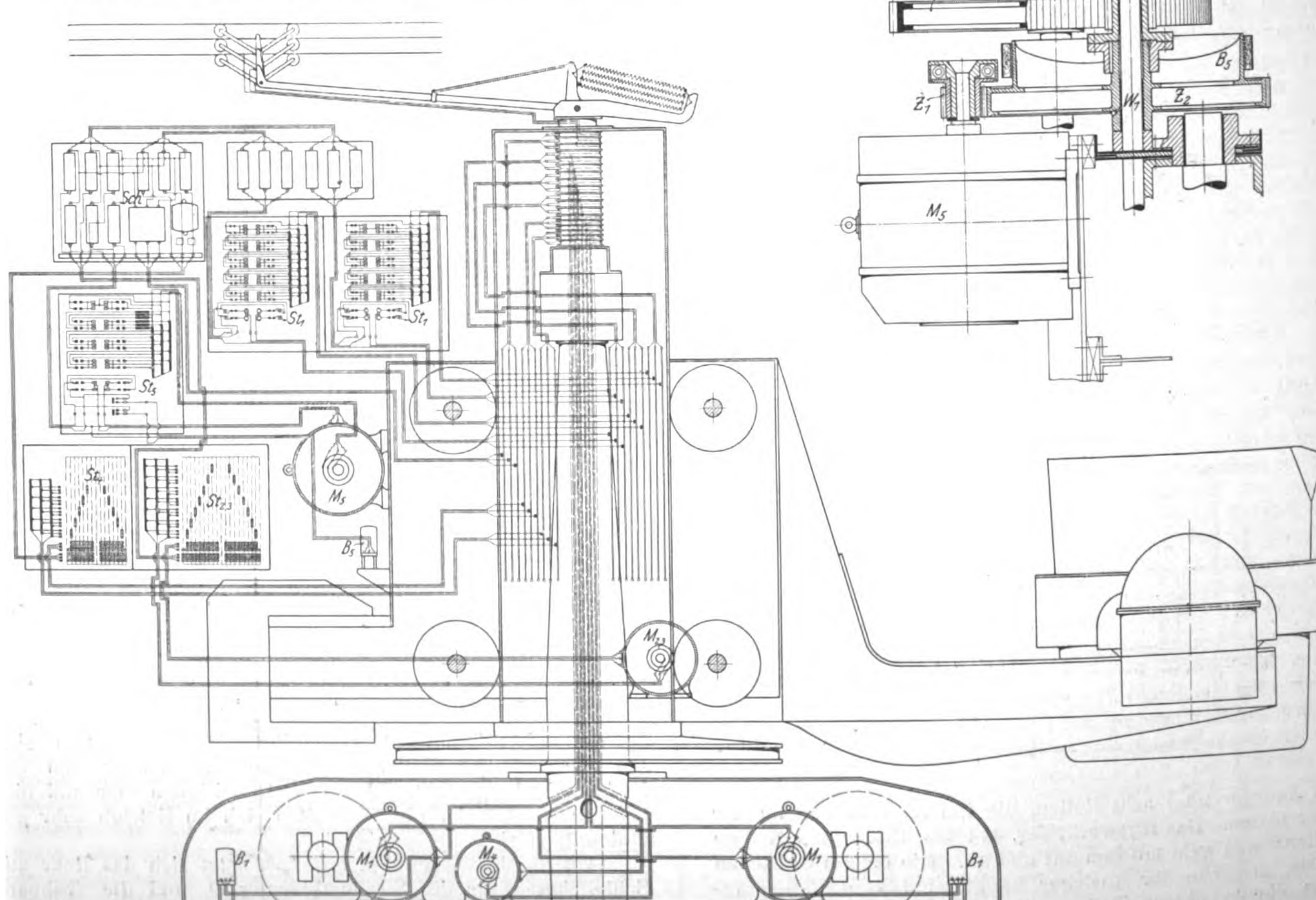




Das Schaltschema des für Drehstromantrieb eingerichteten Wagens ist in Fig. 418 dargestellt. Der Führerstand befindet sich seitlich am Ausleger, Fig. 403 und 404; dort haben auch die Widerstände und Steuerschalter zum Teil Platz gefunden. Nur die Steuerschalter für die beiden Fahrmotoren sind auf der gegenüber liegenden Seite untergebracht, da der Platz auf dem Führerstand sonst zu sehr beschränkt worden wäre; aber auch diese Steuerschalter werden vom Führerstand aus bedient. Da der Führerstand die auf- und abgehende Bewegung mitmacht, so müssen für die Hauptzuleitungen und auch für die auf den Wagen befindlichen drei Motoren außer den Schleifringen auf der Spitze der Königsäule noch senkrechte Schleifkontakte vorhanden sein. Die Hauptzuleitungen sind zu einem Schaltbrett *Sch*

Fig. 418.

Schaltschema für Gießwagen mit Drehstrombetrieb (Stuckenholz).



auf dem Führerstand geführt und an einen Hauptausschalter angeschlossen; mit diesem sind von der andern Seite her unter Zwischenschaltung von Sicherungen die verschiedenen Steuerschalter verbunden, die bei den Motoren M_1 (deren zwei Stück mit getrennten Steuerschaltern vorhanden sind) und M_5 als Kurzschlußschalter, bei $M_{2,3}$ und M_4 als Widerstandschalter ausgebildet sind.

Die Stopfenhebvorrichtung ist bereits früher (Fig. 330 bis 332, S. 1728) dargestellt worden.

Einen ebenfalls mit völlig elektrischem Antrieb ausgestatteten Gießwagen, bei dem von einer Königsäule und damit zusammenhängender Hubbewegung abgesehen und die Pfanne in einem Balancier aufgehängt ist, hatte C. Senßenbrenner in Düsseldorf-Oberkassel in Modell in Düsseldorf 1902 ausgestellt; die Anordnung habe ich in meinem Bericht über die Ausstellung bereits besprochen[1]. (Forts. folgt.)

[1]) Z. 1903 S. 422.

Der Schiffkanal des Staates New York.[1])

Von **D. A. Watt,** M. A. S. C. E., Albany.

Zurzeit befindet sich eine Anlage im Bau, über welche verhältnismäßig wenig in die Oeffentlichkeit gedrungen ist, die aber ohne Frage zu den bedeutendsten Ingenieurwerken unserer Zeit gehört. Es ist dies die Vergrößerung des Erie-Kanales[2]), der dem Staat New York gehört und neben dem St. Lorenzstrom der einzige Schiffsweg zwischen den Großen Seen und dem Atlantischen Ozean ist. In Wirklichkeit bedeutet diese Vergrößerung den Bau eines neuen Kanalnetzes von 710 km Länge; denn der heutige Kanal ist nicht über 1,83 m tief, während die neuen Strecken 3,66 m tief werden sollen und auf dem größeren Teil ihrer Länge von der alten Linie abweichen werden.

Ein Anhalt für die Größe des Unternehmens läßt sich aus der am Schlusse dieser Abhandlung mitgeteilten Zahlentafel gewinnen, wonach sich die Gesamtkosten auf 101 Mill. $ belaufen. Daneben bieten die Ingenieuraufgaben, die hier zu lösen sind, wegen der Notwendigkeit, das Privatbesitztum und die Schiffahrt auf den heutigen Kanälen so wenig wie

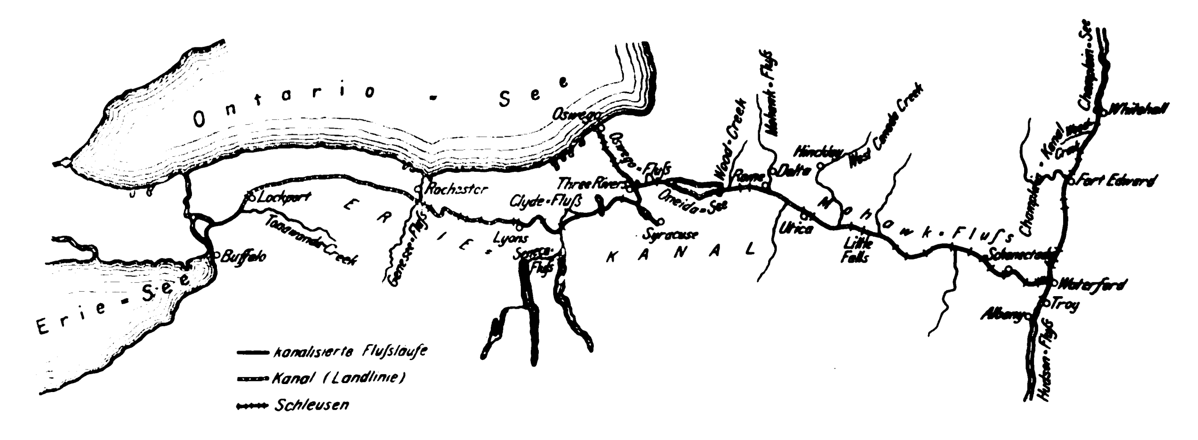


Fig. 1. Lageplan.

möglich zu beeinträchtigen, und wegen der beträchtlichen Tiefe, die für die Schiffahrt nötig wird, manche bemerkenswerte Züge. Unter den Bauwerken befindet sich eine Schleuse mit einer Hubhöhe von 12,35 m und eine andre mit einer zwischen 14,95 und 16,47 m schwankenden Hubhöhe, jede mit Hebetoren am Unterhaupt, wie sie bei der Schleuse des Teltow-Kanales ausgeführt worden sind[3]); ferner eine Reihe von 10 beweglichen Wehren mit größten Stauhöhen von 4,57 m und größten Wassertiefen über der Schwelle von 6,1 m; ein festes Wehr, dessen Ueberfallmenge bei Hochwasser durch Heberumläufe im Mauerwerk selbsttätig eingestellt wird; ein 453 m langes gemauertes Wehr von 9,15 m Stauhöhe mit einem 96 m langen Fußmauerwerk als Polster über einer weichen Schicht; ein andres 585 m langes gemauertes Wehr von 8,27 m Stauhöhe; ein Aquädukt von 3,66 m Wassertiefe und 27,5 bis 30 m Breite; daneben noch manches andre Bauwerk von geringerer Bedeutung. Weiter umfassen die Arbeiten in den Hauptzügen die Kanalisation dreier großer und dreier kleinerer Flüsse; den Bau dreier großer Vorratbehälter zur Wasserlieferung für die Gipfelstrecke der Erie-Linie; Anschüttungen und Einschnitte in allen Bodenarten, jene mehr als 12 m hoch, diese bis zu 20 m tief; die Umlegung von Eisenbahnstrecken; Brücken aller Art usw. Eine kurze Beschreibung, die auch auf die Ursachen eingeht, welche zu diesem Werk geführt haben, wird daher willkommen sein.

Der atlantischen Küste Nordamerikas entlang laufen in Entfernungen von weniger als 150 bis zu mehreren hundert Kilometern Hügelreihen und Gebirgzüge, die eine natürliche Schranke zwischen dem mittleren Teil des Kontinentes und seinem östlichen Rande bilden. Diese Schranke wird von zwei wichtigen natürlichen Wegen durchbrochen; der nördliche und größte ist das Tal des St. Lorenzstromes, des Abflusses der Großen Seen, während der südliche im Tale des Mohawk-Flusses entlang geht, eines Nebenflusses des Hudson, der sich bekanntlich bei New York in den Atlantischen Ozean ergießt. Nach geologischen Feststellungen ist der Mohawk-Fluß einst selbst der Abfluß der Großen Seen gewesen, oder vielmehr des ungeheuren Binnensees, von dem die heutigen Seen nur verhältnismäßig geringe Ueberreste sind, und das Flußtal zeigt manche Spuren davon, daß es einst eine gewaltige Wassermenge geführt hat. Mit Ausnahme dieser beiden Täler gibt es keinen bequemen natürlichen Weg durch die genannten Gebirgsketten, wenigstens nicht ohne erhebliche Umwege, und demgemäß sind diese Täler schon früh die Handelstraßen für die Indianer und die ersten Ansiedler gewesen. Als sich der Westen entwickelte, nahm der Verkehr gewaltig zu, insbesondere im Mohawk-Tale, das einen bequemen und geraden Weg von New York, Boston und andern Seehäfen nach den weiten Landstrichen an und im Süden der Großen Seen bot. Kähne und Boote, Packpferde, Eisenbahnwagen, Postwagen, alles wurde dem stets wachsenden Handel nutzbar gemacht, und dieser nahm zuletzt solche Ausdehnung an, daß der Staat New York einen Kanal zur Verbindung des Erie-Sees und des Hudson-Flusses anlegte. Dieser Kanal, der unter dem Namen Erie-Kanal bekannt ist,

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Wasserbau) werden an Mitglieder postfrei für 35 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 712.

[3]) s. Z. 1906 S. 852.

wurde gemäß den Erleichterungen, die er gewährte, bald der Hauptbeförderungsweg zwischen dem Osten und dem Westen und hat in der früheren Entwicklung der Vereinigten Staaten eine außerordentlich wichtige Rolle gespielt. Während die allgemeinen Grundlagen für Handel und Verkehr Umwälzungen erlitten haben, ist doch das Mohawk-Tal stets eine der großen Handelsadern geblieben; durch dieses Tal geht der gewaltige, stets wachsende Verkehr auf den Hauptlinien der New York Central-Eisenbahn, auf dem Erie-Kanal und nebenbei noch ein solcher geringeren Umfanges auf elektrischen Bahnlinien und Landstraßen.

Der frühere Wasserverkehr vollzog sich in Kähnen und Booten und folgte dem Mohawk-Fluß, beginnend an der Poststation von Schenectady, s. Fig. 1, bis nach Rome, wo eine kurze Bootschleppe über Land nach dem Wood Creek führte, durch den eine Verbindung mit dem Oneida-See und weiter durch den Oswego-Fluß mit dem Ontario-See geschaffen wurde. Das Haupthindernis lag bei Little Falls, wo sich ein Gefälle von etwa 12 m auf rd. 0,8 km Länge befindet. Diese Strecke wurde 1793 und 1796 durch einen 1 m tiefen und 1450 m langen Seitenkanal verbessert, der fünf Schleusen von je 22,5 m Länge und 3,66 m Breite bei 2,75 m Hubhöhe hatte. Kurze Zeit später wurden andre Erschwernisse des Verkehrs, wie die Bootschleppe bei Rome, durch Seitenkanäle behoben, und als der Handel zwischen der Seeküste und den Großen Seen sich vermehrte, wurde ein durchgehender Kanal, der erste Erie-Kanal, vom Hudson-Fluß nahe bei Albany bis Buffalo geschaffen und im Jahr 1825 eröffnet. Er war 584 km lang und hatte eine Mindestbreite von 8,5 m an der Sohle bei 1,22 m Tiefe. Im Kanal befanden sich 83 Schleusen, jede 27,5 m lang und 4,57 m breit, und 18 Aquädukte, außerdem verschiedene Sicherheitsschleusen. Die Gesamtkosten beliefen sich auf rd. 7 Mill. $. Zwischen 1836 und 1862 wurde der Kanal auf eine geringste Sohlenbreite von 15,9 m bei 2,14 m Tiefe erweitert. Die Anzahl der Schleusen wurde auf 72 verringert und jede erhielt 33,5 m Länge und 5,49 m Breite. Diese Erweiterung kostete rd. 32 Mill. $.

Es war dies die letzte umfassende Vergrößerung. Zur Zeit, als sie vorgenommen wurde, waren die Eisenbahnen im Bau und begannen, einen großen Teil des Kanalverkehrs an sich heranzuziehen. Mit fortschreitender Zeit vergrößerte sich die Leistungsfähigkeit der Bahnen, und ihre Frachttarife verringerten sich, während der Kanal, abgesehen von einer Verlängerung der Schleusen zwischen 1884 und 1891, ungeändert blieb und mehr und mehr unzureichend für die wachsenden Verkehrsansprüche wurde. Angesichts des energischen und tätigen Wettbewerbes wurde nichts getan, um den Verkehr an den Kanal zu fesseln, und so verminderte er sich von seinem Höchstbetrage von 4 600 000 t im Jahr 1880 auf etwa 2 Mill. t im Jahr 1904. Zwischen 1870 und 1894 hatte der kleinste Jahresverkehr etwa 3 Mill. t betragen. 1882 waren die Kanalabgaben, welche genügt hatten, neben den Betriebsausgaben die Anlagekosten mit etwa 5 vH zu verzinsen, abgeschafft worden, in der Hoffnung, den Verkehr dadurch zu steigern; aber diese Maßregel hatte wenig Nutzen. Zwischen 1820 und 1882 hatten sich die Gesamteinnahmen aus den Abgaben auf dem Erie-Kanal (unter Ausschluß irgendwelcher Einnahmen für Wasserkraft) auf etwa 120,7 Mill. $ belaufen, wobei der Höchstbetrag eines einzelnen Jahres mit etwa 4,8 Mill. $ 1862 erreicht worden war. Im Jahr 1882 war nach Abzug aller Ausgaben für Bauverbesserungen und Unterhaltungskosten, aber ausschließlich aller Zinsbelastungen, ein Ueberschuß von 42,6 Mill. $ vorhanden. 1895 wurde eine Anleihe von 9 Mill. $ aufgenommen, um einen Umbau in die Wege zu leiten; aber mit dieser Summe konnte man nicht viel anfangen, und schließlich wurde 1903 durch unmittelbare Volksabstimmung ein Betrag von 101 Mill. $ bewilligt, um den Wasserweg auf eine geringste Tiefe von 3,66 m und eine geringste Breite von 22,9 m auszubauen und ihn damit zu befähigen, Fahrzeuge von 1000 t Wasserverdrängung zu tragen. Zunächst lag die Absicht vor, 8,54 m breite Schleusen mit 3,36 m Drempeltiefe zu bauen; aber diese Werte sind inzwischen auf 13,7 m und 3,66 m vermehrt worden, so daß auch die vorgesehene Kanalbreite von 22,9 m zu gering geworden ist. Indessen sind alle Eindeichungen so angelegt, daß eine spätere Erweiterung auf 33,5 m mit recht geringen Mehrkosten vorgenommen werden kann. In den Flüssen ist die Kanalbreite in den aus-

Fig. 2. Höhenriß.

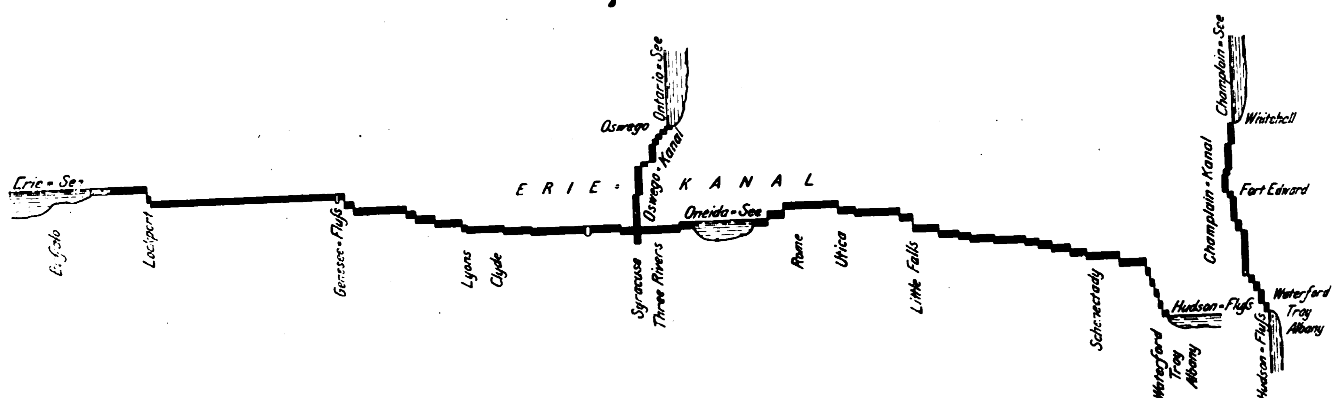


Fig. 3.

Aushub im Felsboden westlich von Rochester

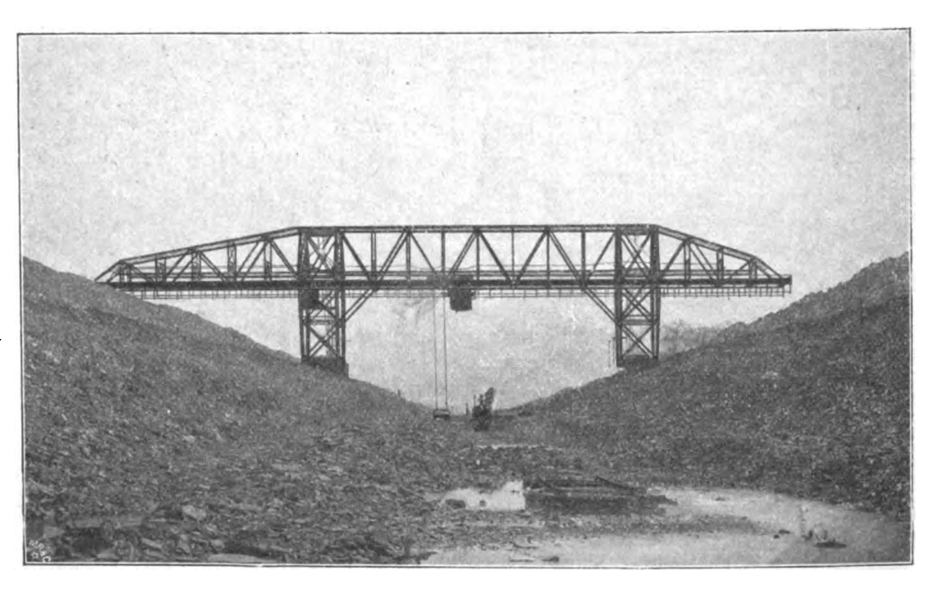


Fig. 4.

Saugbagger mit Druckwasserbetrieb.

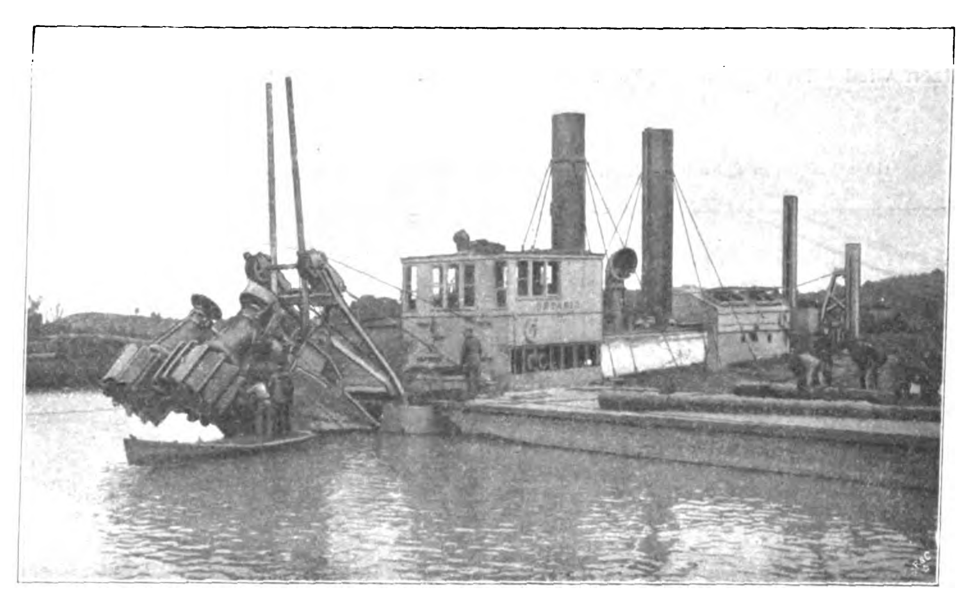
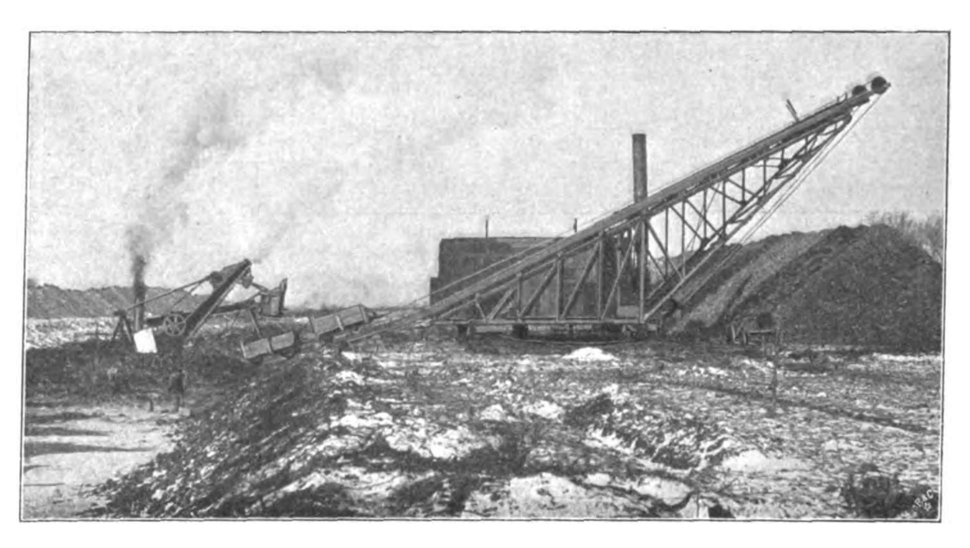


Fig. 5.

Arbeiten einer Dampfschaufel im Felsboden.



gebaggerten Rinnen 61 m breit gemacht worden, wo immer dies möglich war.

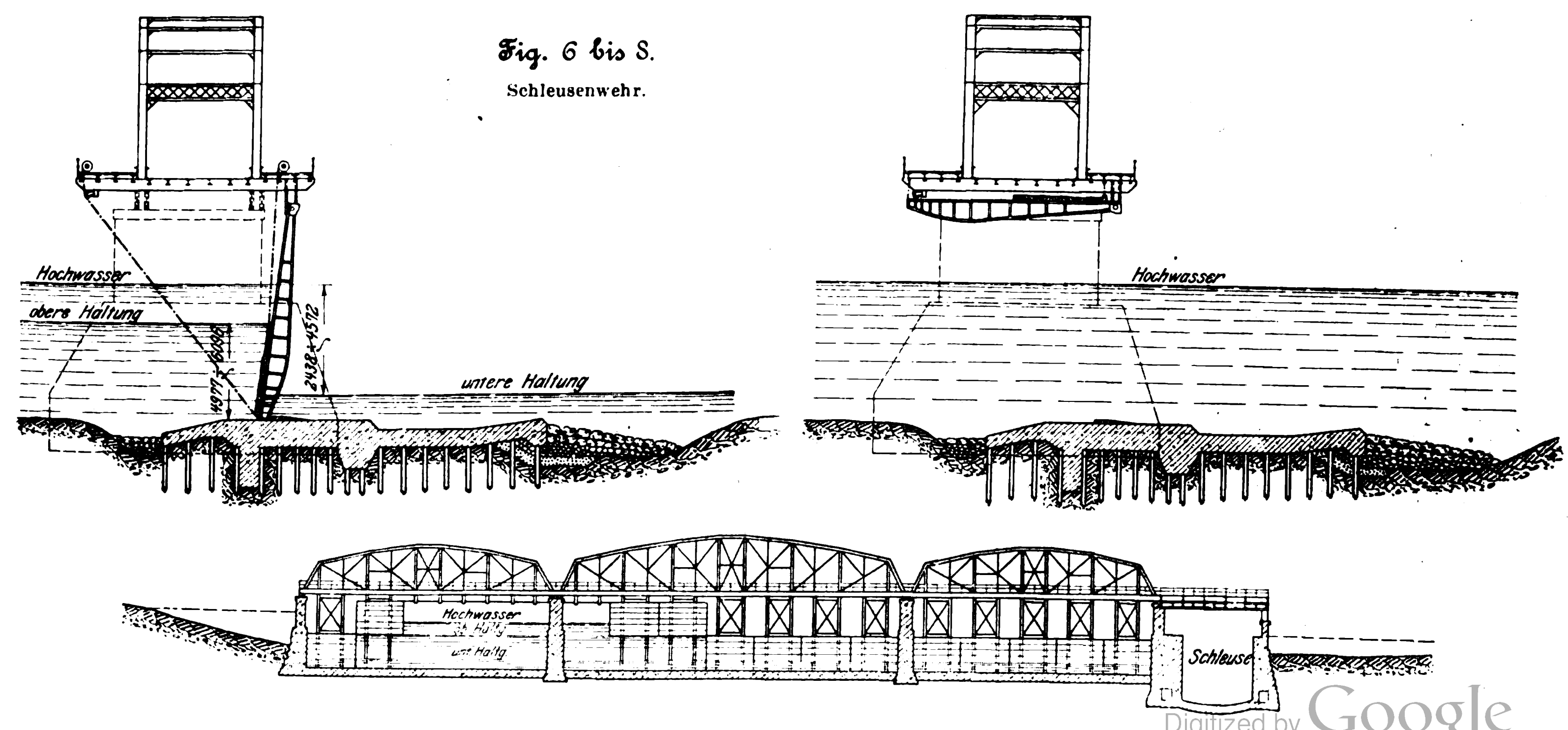
Die allgemeine Linienführung des neuen Kanales wird die folgende sein (s. Fig. 1 und 2): Am östlichen Ende des Erie-Sees beginnend, folgt der Kanal dem Niagara-Fluß bis zum Tonawanda Creek, wo er sich nach Osten wendet und das ebene Gelände bis Rochester durchquert, dem Bette des Tonawanda Creek soweit wie möglich folgend. Bei Lockport überschreitet er die Verwerfung, die den Geologen als Niagara-Abhang bekannt ist, an dieser Stelle eine Klippe von 15 bis 18 m Höhe. Der heutige Kanal kreuzt sie mit einer Flucht von fünf Schleusen; der künftige Kanal wird nur eine einzige am Rande in dem festen Felsen der Klippe haben, mit einer Hubhöhe von 14,9 bis 16,5 m, je nach dem Wasserstande des Erie-Sees, der durch die Winde stark beeinflußt wird. Von hier ab verläuft der Kanal bis Rochester in einer einzigen rd. 96 km langen Haltung, kreuzt den Genesee-Fluß in 2 bis 3 km Entfernung südlich von der Stadt in einer zugleich als Hafen dienenden Erweiterungsstelle, die durch ein neues bewegliches, in der Stadt selbst gelegenes Wehr geschaffen wird, durchquert dann einen Hügel unmittelbar am Fluß mit einem Einschnitt von 19,8 m Tiefe, folgt der Linie des heutigen Kanales und tritt bei Lyons in den schmalen Fluß Clyde ein.

Bis zu diesem Fluß folgt die neue Linie im wesentlichen dem bestehenden Kanal, wobei die Hauptabweichung bei der Stadt Rochester liegt, wo ein ganz neues Stück gebaut werden muß, Fig. 3. Oestlich von Lyons jedoch wird die alte Kanallinie verlassen; die neue wird den kanalisierten Flüssen folgen, soweit das möglich ist, und sich in einigen Punkten etwa 30 km nördlich von der alten entfernen. Es ist bemerkenswert, daß diese neue Linie dieselbe ist, welche ursprünglich schon von den Indianern und den ersten Ansiedlern, die den natürlichen Wasserläufen folgten, als Handelsweg benutzt worden ist.

Im Laufe des

Fig. 6 bis 8.

Schleusenwehr.



Clyde-Flusses wird ein erheblich größerer Strom, der Seneca-Fluß, erreicht und bis Three Rivers an der Vereinigung des Seneca- und Oneida-Flusses verfolgt, die zusammen den Oswego-Fluß bilden. Hier wird der neue Oswego-Kanal abzweigen und nördlich nach dem Ontario-See hin verlaufen, wobei er den Fluß benutzen wird. Es wird sich hier in der Tat nur um eine Flußkanalisierung handeln, wobei überall feste Wehre benutzt werden, da das Hochwasser auf etwa 1,83 m begrenzt ist und Schädigung der Anlieger fast überall vermieden werden kann. Dabei brauchen nur zwei neue Wehre gebaut zu werden; die andern, soweit sie erforderlich werden, bestehen bereits und brauchen nur, wo das nötig wird, geändert zu werden. Dieser Teil des neuen Unternehmens weist keine ungewöhnlichen Züge auf, abgesehen etwa davon, daß die Schleuse zunächst dem See Hotoppsche Heberumläufe[1]) haben wird.

Kehren wir zum Anfang des Oswego-Flusses zurück, so verfolgt der neue Erie-Kanal den Oneida-Fluß aufwärts bis zu seinem Ausfluß aus dem Oneida-See. Nach der Durchkreuzung des Sees wird das Tal des kleinen Wood Creek verfolgt, und bei Rome wird die Wasserscheide überschritten und das Tal des Mohawk-Flusses erreicht. Diese Gipfelhaltung wird aus zwei Hauptbehältern gespeist, einem bei Delta am Mohawk-Flusse, dem andern bei Hinckley am West Canada Creek. Der größte Wasserbedarf in der trocknen Jahreszeit wird nach den Schätzungen etwa 12 cbm/sk betragen, wovon etwa je die Hälfte nach Osten und nach Westen geht.

Da das dicht bevölkerte Mohawk-Tal Hochfluten unterworfen ist, muß eine Folge von beweglichen Wehren zwischen Utica und Schenectady angelegt werden, um die bestehenden Daseinsbedingungen so wenig wie möglich zu stören. Insgesamt werden 10 Wehre erbaut werden, zwei Nadelwehre oberhalb Little Falls und acht Schleusenwehre unterhalb. Die größte Stauhöhe wird 4,58 m betragen, die größte Schwellentiefe 6,1 m. Die Tafeln eines jeden Schleusenwehres, s. Fig. 6 bis 8, werden in zwei übereinander liegenden Reihen angeordnet, wobei jede Tafel etwa 9 m lang wird. Sie laufen auf Rollen, die an ihrer stromabwärts gerichteten Seite befestigt sind, und werden von Pfosten der üblichen Bauart gestützt, die an der stromabwärts gerichteten Seite der Brücke gelenkig aufgehängt sind. Die Pfosten stehen in Entfernungen von 4,5 m, und die Klappen überragen sie demnach an jeder Seite um 2,25 m.

Fig. 9.

Erdarbeiten und Futtermauern an der Mündung des Erie-Kanals in den Hudson.

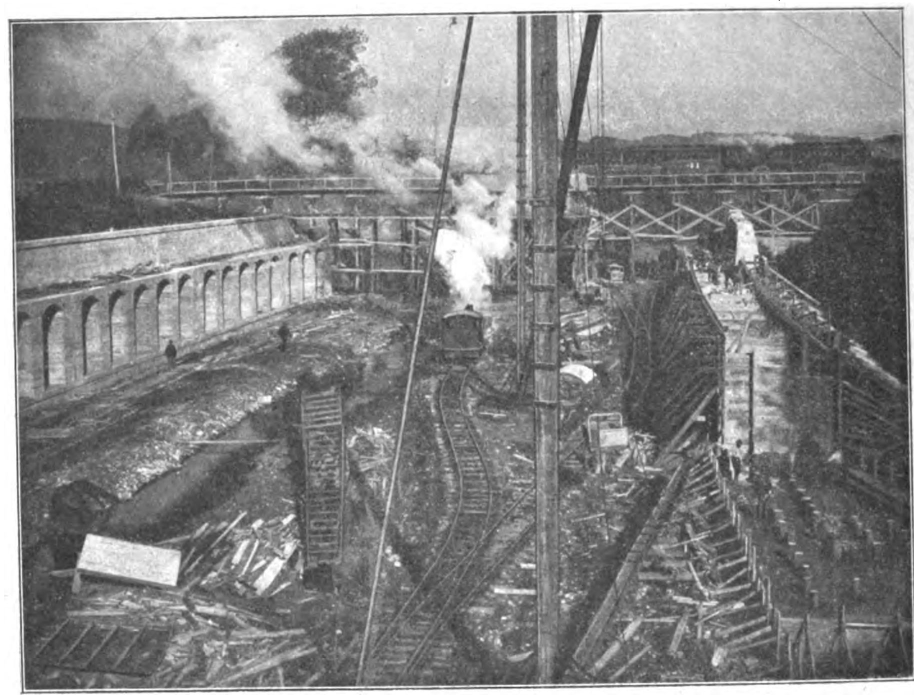
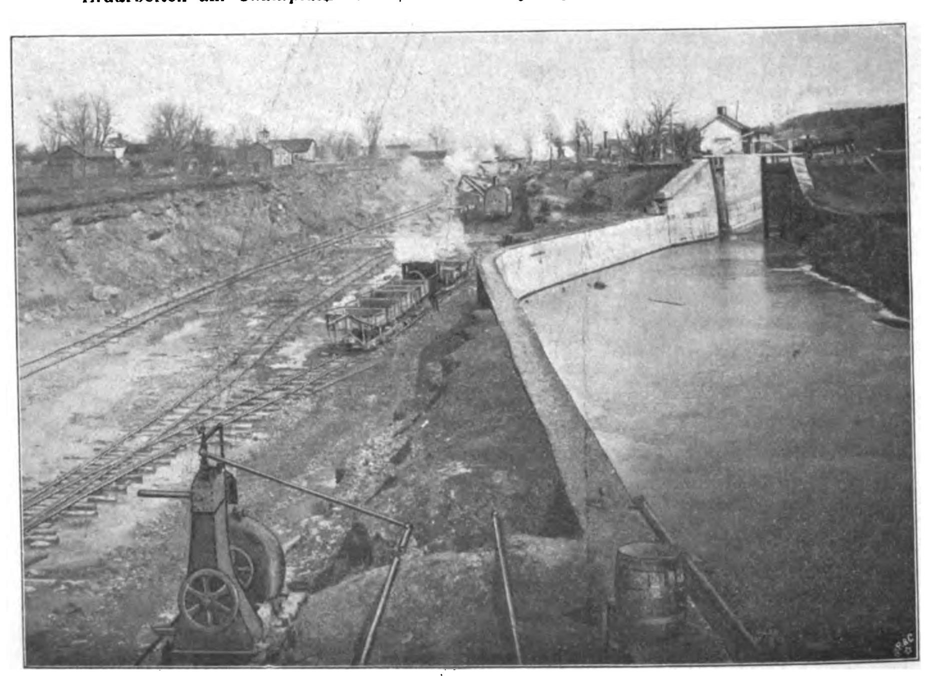


Fig. 10.

Erdarbeiten am Champlain-Kanal; rechts der jetzige Kanal mit einer Schleuse.



Neben den beweglichen Wehren werden zwei kleine, jetzt schon vorhandene feste Wehre benutzt werden. Bei Little Falls werden die natürlichen Stromschnellen durch eine Schleuse von 12,35 m Hubhöhe überwunden, die im Felsgestein liegt, und von diesem Punkt ab folgt die Linie dem Fluß im ganzen weiteren Verlauf mit Ausnahme eines Kanalabschnittes von etwa 7,2 km Länge (um eine Reihe von Sandbänken herum) bis nahe zu seiner Mündung. Erhebliche Baggerleistungen werden am Kopf einer jeden Erbreiterung nötig werden, um die 3,66 m Tiefe zu erhalten; da aber das Flußbett beständig ist und wenig Geschiebe mitgeführt wird, darf man hoffen, daß die Arbeit zur Unterhaltung der Kanäle nicht zu umfangreich wird. An der Mündung des Mohawk-Flusses liegt ein kleiner natürlicher Fall, und um diesen zu umgehen, wendet sich die Linie durch einen Hügel nördlich vom Fluß und steigt zum Hudson bei Waterford in einer Treppe von fünf Schleusen herab. Bei Troy befindet sich die letzte Schleuse, und von dort bis nach New York richtet sich die Schiffahrt nach Ebbe und Flut.

Bei Waterford beginnt der Champlain-Kanal, der den Hudsonfluß-Kanal nordwärts bis Fort Edward benutzen wird. Es

[1]) s. Z. 1899 S. 614; 1900 S. 759

wird dies eine ganz neue Linie werden, da der heutige Kanal eine Landlinie und am Fuße der Hügel gelegen ist. Feste Wehre sollen verwandt werden, um den Fluß zu kanalisieren, und zwar sind sie außer zweien alle bereits fertig, da sie schon vor längeren Jahren für Kraftzwecke errichtet worden sind. Nördlich von Fort Edward wird der neue Kanal auch einen vom jetzigen abweichenden Weg verfolgen, und der Champlain-See wird durch das Tal des Wood Creek erreicht, eines kleinen Flusses, der mittels fester Wehre kanalisiert werden soll. Das nördliche Ende des Sees befindet sich auf kanadischem Gebiet, und es liegen bereits Pläne der kanadischen Regierung vor, um die bestehende Verbindungslinie nach Montreal auf 3,66 m Tiefe zu erweitern; das wird dann einen 3,66 m tiefen durchgehenden Verkehrweg vom St. Lorenzstrom nach New York geben.

Insgesamt werden 54 Schleusen vorhanden sein, die sich zwischen der normalen Hubhöhe von 1,83 m und der schon erwähnten Höhe von 14,9 m bewegen. Von dieser Zahl werden 34 auf den Erie-Kanal entfallen, der jetzt 72 hat. Alle Schleusen werden 13,7 m breit und erhalten eine ausnutzbare Länge von 91,5 bis 94,5 m, gemäß der Breite und Gestalt der Kanalboote. Jede Kammer wird gefüllt und entleert mittels zweier innerhalb der Mauern befindlicher Umläufe, die mit den Kammern durch zahlreiche kleine Oeffnungen in Verbindung stehen, deren Gesamtquerschnitt den der Umläufe um 30 bis 50 vH übersteigt. Die Tore werden alle einfache Hubtore mit Gegengewicht, die je auf vier Rollen laufen. Für die Umläufe sind folgende Abmessungen festgesetzt: für Hubhöhen bis 4,27 m: 1,52 × 2,14 qm; für Hubhöhen zwischen 4,27 und 6,71 m: 1,83 × 2,44 qm; für Hubhöhen über 6,71 m: 2,14 × 2,75 qm. Die Sicherheitstore sind ebenfalls Hubtore auf Rollen und geben eine freie Weite von 15,3 m.

Alles Mauerwerk wird in Beton mit einer Mischung von 1 Teil Portlandzement auf 7½ bis 9 Zusatzteile hergestellt. Die Schleusentore werden aus Eisenblech bestehen, wobei die Bekleidungsplatten, die einfach angeordnet sind, den Druck als Bogenträger aufnehmen. Zur Bewegung wird überall elektrische Energie benutzt werden, die in den meisten Fällen mit Hülfe von Turbinen und Dynamos an den Schleusen erzeugt wird.

An Wehren werden rd. 35 vorhanden sein, von denen die meisten neu zu errichten sind; einige werden fest, die andern beweglich sein.

Die Arbeiten sind jetzt an einzelnen Punkten seit etwa zwei Jahren im Gange, aber entsprechend dem großen Umfange der auf Vorarbeiten, Pläne und Zeichnungen zu verwendenden Studien wird die Hauptarbeit erst im Jahr 1908 begonnen werden können. Bis zum 30. Juli 1907 waren 108,7 km im Betrage von 15275000 Dollar vergeben und etwa 240 weitere Kilometer im Betrage von 14 Mill. Dollar für die Vergebung vorbereitet.

Gemäß der Härte des Winters in den betreffenden Gegenden werden die Kanalarbeiten nur etwa 7 Monate jährlich betrieben werden können, da während mehr als 4 Monaten Frost herrscht.

Die Arbeiten nahmen ihren Anfang unter Henry A. Van Alstyne, Staatsingenieur in den Jahren 1905 und 1906, mit Henry C. Allen als besonderm Beauftragten, und werden fortgeführt unter Frederick Skene, der Van Alstyne am 1. Januar 1907 gefolgt ist, und William R. Hill. Die allgemeinen Pläne werden von einem Ausschuß beratender Ingenieure geprüft, dessen Vorsitzender Edward A. Bond ist, während ihm sonst noch Dr. E. L. Corthell, Major Thomas W. Symons und William A. Brackenridge angehören. Zur endgültigen Genehmigung werden alle Entwürfe dem Kanalamt des Staates und dem Vorsteher der öffentlichen Arbeiten vorgelegt, und der letztere kündigt dann die Arbeiten an und schreibt die Verträge aus.

Geschätzte Arbeitmengen am Schiffkanal des Staates New York.

Erd- und Felsarbeiten:	
Baggern	44 093 800 cbm
Erdaushub	42 039 100 »
Felsbeseitigung	8 261 100 »
Anschüttungen und Verfüllen	7 228 200 »
insgesamt	101 622 200 cbm [1])
Beton	3 243 800 »
Hausteine	7 475 »
Eisen und Stahl	74 800 t [2])
Lehmschlag	1 715 500 cbm
gesägtes Holz	28 595 000 m
Pfähle und Rundholz	1 317 000 »
Steinschüttung	1 245 400 cbm
gesamte Länge der Strecke	714 km
Anzahl der Schleusen	54
Anzahl der Wehre	35 [3])
geschätzte Gesamtkosten	424 Mill. ℳ

[1]) Dieser Betrag umfaßt nicht die Mengen für Wehre, Brücken, Landstraßen, Eisenbahnen, Flußverlegungen und einige andre geringfügigere Arbeiten.

[2]) nur für Brücken allein, nicht für Wehre usw.

[3]) noch nicht endgültig bestimmt.

Benzolbetrieb für Motorwagen.[1])

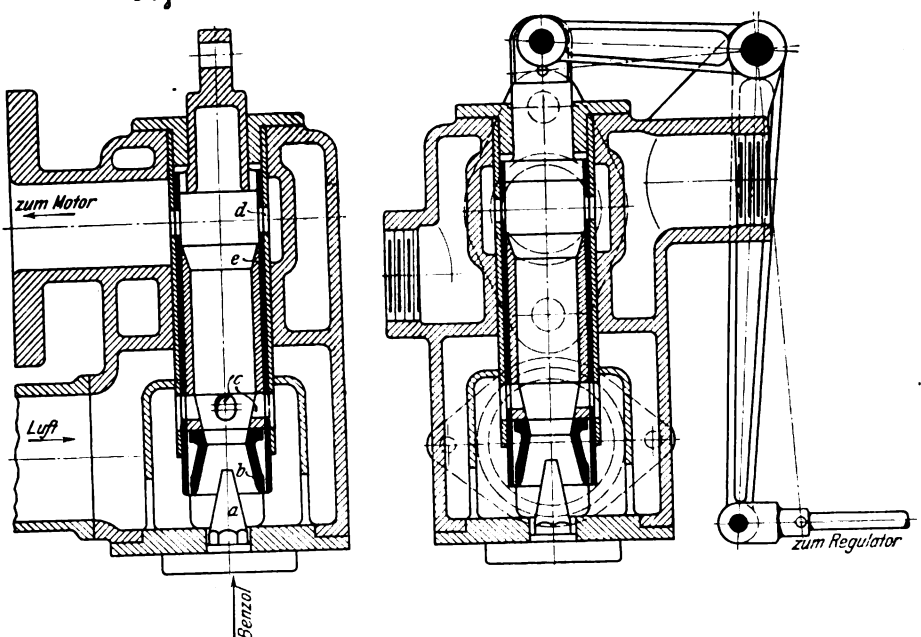
Von **A. Heller**, Berlin.

Bevor der Bau von Motorwagen den ersten großen Aufschwung nahm, etwa vor dem Jahr 1896, war Benzin ein fast schwer verkäufliches Nebenerzeugnis der Petroleumraffinerie, höchstens als Lös- oder Reinigungsmittel in geringeren Mengen verwendbar, den Raffinerien aber eher lästig als erwünscht. Heute ist es als Betriebsstoff für fast alle Motorfahrzeuge einer der wertvollsten Bestandteile des Rohpetroleums, wenn nicht der wertvollste, geworden, und mit dem Anwachsen der Zahl der Motorwagen hat die Nachfrage nach Benzin so stark zugenommen, daß die Erzeugung allmählich nicht mehr Schritt halten kann. Nach einem vom Fuels Committee der Motor Union of Great Britain and Ireland erstatteten Bericht ist die Gesamteinfuhr von Benzin nach Großbritannien in den Jahren 1904 bis 1906 von 30000 auf 100000 t gestiegen, obgleich die Gesamtausbeute der Welt an Rohöl in dem gleichen Zeitraum annähernd dieselbe geblieben ist. Schon allein daraus erklärt sich, daß der Preis, der in England Ende 1904 nur 18,4 Pfg/ltr betrug, bis Ende 1906 auf 29,4 Pfg/ltr gestiegen ist, und daß in Deutschland Preisforderungen von 27,5 Pfg/ltr für Verkäufe im Großen, bis zu 35 Pfg/ltr für Verkäufe im Kleinen und noch mehr durchaus keine Seltenheit sind. Die Einfuhr von Benzin aus den Vereinigten Staaten, die anfangs für den ganzen europäischen Bedarf aufkommen konnte, hat zudem nachgelassen, wahrscheinlich infolge des gesteigerten eigenen Bedarfes und der fehlenden Erschließung neuer Erdölfelder in Pennsylvanien. Im Jahr 1904 entfielen von der Gesamteinfuhr an Benzin nach Großbritannien auf die Vereinigten Staaten 50 vH, im Jahr 1907 dürften nur 20 vH auf die Vereinigten Staaten kommen. Der Rest wird vorläufig in der Hauptsache durch Erdölfelder im Osten von Europa, in Hinterindien und im Kaukasus gedeckt; es unterliegt aber kaum einem Zweifel, daß auch diese nicht in der Lage sein werden, dem fortschreitenden Benzinbedarf zu genügen, der für England allein für das Jahr 1907 auf 150000 t und für das Jahr 1910 auf 360000 t geschätzt wird. Man muß dabei noch berücksichtigen, daß von der Gesamtausbeute an Rohöl nur etwa 5 vH in Form von Benzin in den Handel kommen, und daß die mit der Verbreitung der elektrischen und der Gas-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Kraftwagen und -boote) werden an Mitglieder postfrei für 15 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.



Fig. 1 und 2. Benzolvergaser der Daimler-Motoren-Gesellschaft.



beleuchtung immer wachsenden Schwierigkeiten, das Lampenpetroleum unterzubringen, selbst zu einem durch den höheren Benzinpreis bedingten niedrigeren Preise, mit dazu beigetragen haben, die Benzinerzeugung in gewissem Maß einzuschränken.

Die mit dem wachsenden Benzinmangel verbundene außerordentliche Preissteigerung beginnt, die Wirtschaftlichkeit vieler, selbst der größten gewerblichen Motorwagenunternehmungen allmählich in Frage zu stellen. Kein Wunder daher, wenn man heute mehr als bisher nach brauchbaren Brennstoffen sucht, die als Ersatz für das immer unerschwinglicher werdende Benzin dienen können. Soweit die bis jetzt vorliegenden Mitteilungen ein Urteil gestatten, scheint in der nächsten Zeit das **Benzol** zu dieser Rolle berufen zu sein. Benzol ist bei einem spezifischen Gewicht von 0,885 etwas schwerer als Benzin, dessen Gewicht zwischen 0,68 und 0,75 beträgt; es verdampft wie Benzin schon bei 80°, geht aber erst bei 120° vollständig über; sein Heizwert ist ebenso groß wie derjenige des Benzins, und obgleich es bei Temperaturen in der Nähe von 0° erstarrt, haben sich wesentliche Schwierigkeiten bei seiner Verwendung für den Betrieb von Fahrzeugmotoren nicht gezeigt. Allerdings darf man es nicht in einem für Benzin eingestellten Vergaser verwenden wollen, weil bei unrichtiger Bemessung der Luftmenge leicht die Ventile und Zündhebel durch unverbrannte ölige Teile verschmutzt werden. Grundbedingung für die erfolgreiche Vergasung von Benzol scheint zu sein, daß der an der Brennstoffdüse vorbeistreichende Luftstrom wesentlich größere Geschwindigkeit erhält, als bei einem Benzinvergaser üblich ist.

Fig. 1 und 2 zeigen den neuen Benzolvergaser der **Daimler-Motoren-Gesellschaft, Zweigniederlassung Berlin-Marienfelde.** Die in der üblichen Weise an ein Schwimmergehäuse angeschlossene Brennstoffdüse *a* läßt je nach dem Unterdruck im Vergaser eine entsprechende Menge von Benzol austreten, das sich mit der an dem unteren Ende der Düse *b* eintretenden Hauptluft sowie der Nebenluft, die durch die Oeffnungen *c* zuströmen kann, mischt. Um eine noch innigere Mischung zu bewirken, wird das Ganze beim Austritt aus dem Vergaser in den Oeffnungen *d* gedrosselt. Die Anordnung der Kegeldüse *b* mit Bezug auf den Vergaser sowie die Abmessungen der Oeffnungen *c* und *d* sind so gewählt, daß durch Verstellen des Rohrschiebers *e*, der an den Regulator angeschlossen ist, die Zufuhr von Hauptluft und Nebenluft im richtigen Verhältnis zueinander verändert, der Zutritt des fertigen Gasgemisches zum Motor gedrosselt und, weil auch der Unterdruck an der Benzoldüse verändert wird, der Austritt von Brennstoff aus der Düse so beeinflußt wird, daß immer zündfähiges Gemisch erhalten wird. Bei der Höchstleistung des Motors werden demnach durch Hochziehen des Rohrschiebers die Drossel- und die Nebenluftöffnungen völlig freigegeben, s. Fig. 1 und 2, und der Zutritt für die Hauptluftdüse auf seinen größten Querschnitt eingestellt; bei Mindestleistung dagegen wird der Einfluß des geringen Unterdruckes im Vergaser durch Verringerung der Haupt- und Nebenluftquerschnitte etwas ausgeglichen. Da alle Regelbewegungen durch den an den Regulator angeschlossenen Kolbenschieber *e* erfolgen, so gewährt dieser Vergaser neben andern Vorteilen noch den der völligen Unabhängigkeit vom Wagenführer, was mit Rücksicht auf den Brennstoffverbrauch nicht zu unterschätzen ist.

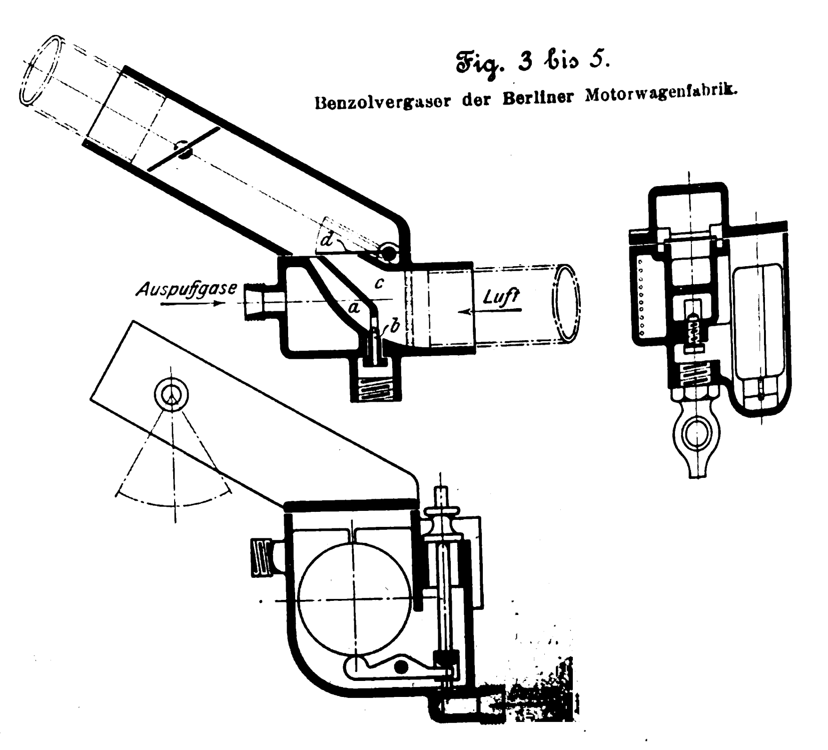
Ein mit diesem Vergaser ausgerüsteter Daimler-Lastwagen von 4000 kg Nutzlast, der an der kürzlich abgehaltenen Prüfungsfahrt des Kaiserlichen Automobil-Klubs teilgenommen hat, hat, allerdings auf vorzüglicher Straße und bei günstiger Witterung, mit rd. 27 kg Benzol bei voller Belastung 133 km mit 18 km/st Geschwindigkeit zurückgelegt: das ergibt bei einem Preis von 22,50 *M* für 100 kg Benzol 1,143 Pfg für 1 Nutz-Tonnenkilometer.

Der von der **Berliner Motorwagenfabrik in Reinickendorf** entworfene Vergaser für Benzol, über dessen Wirtschaftlichkeit im praktischen Betrieb allerdings bis jetzt noch nichts zu erfahren war, ist in Fig. 3 bis 5 dargestellt[1]. Beim Andrehen des Motors wird die gesamte angesaugte Luftmenge mit großer Geschwindigkeit durch den engen Kanal *a* an der Brennstoffdüse *b* vorbeigeleitet, in welcher das Benzol durch den üblichen Schwimmer in stets gleicher Höhe erhalten wird. Steigt dann die Motorgeschwindigkeit, so wird nach Maßgabe des wachsenden Unterdruckes in der Saugleitung ein Teil der Luft unter der federnden Klappe *d*

[1]) Die Berliner Motorwagenfabrik teilt mir hierzu mit, daß sie mir zuverlässige Angaben über den günstigen Betrieb mit dem von ihr seit 3/4 Jahren erprobten Vergaser demnächst zugänglich machen will.

Fig. 3 bis 5.

Benzolvergaser der Berliner Motorwagenfabrik.



durch den Kanal c vorbeigelassen, um das Mischungsverhältnis zwischen Luft und Benzoldampf ziemlich unverändert zu erhalten. Der Vergaser wird durch die Auspuffgase des Motors erwärmt.

Daß das Benzol für den Betrieb von Fahrzeugmotoren geeignet ist, wird ferner durch die schon einmal [1]) erwähnten Versuche bewiesen, die im Auftrage des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes angestellt worden sind. Einer der untersuchten Motoren, ein zweizylindriger N. A. G.-Motor von 140 mm Zyl.-Dmr., 170 mm Hub und 16 bis 18 PS bei 650 Uml./min, lieferte mit einem Spiritusvergaser bei Betrieb mit verschiedenen Brennstoffen die in der nachstehenden Zahlentafel zusammengestellten Ergebnisse.

Versuchsergebnisse eines N. A. G.-Motors.

bei Betrieb mit	Höchstleistung PSe	Uml/min	Verbrauch kg/PSe-st
Motorenspiritus	15,27	722	0,674
Benzin	18,55	822	0,339
Benzol	18,09	759	0,381

Danach erscheint Benzol jedenfalls in viel höherem Maß als Motorenspiritus geeignet, das Benzin zu ersetzen. Daß man angesichts dieser guten, schon längst bekannten Betriebseigenschaften des Benzols nicht von vornherein auf diesen Brennstoff verfallen ist, erklärt sich vielleicht daraus, daß zu der Zeit, wo der Motorfahrzeugbau im ersten Aufblühen begriffen war, Benzin von sehr guten Eigenschaften aus den Vereinigten Staaten zu einem niedrigen Preise bezogen werden konnte, und daß außerdem die ersten Versuche mit Benzol wegen der bereits erwähnten Neigung zum Verschmutzen des Motors Schwierigkeiten zeigten, denen man durch Verwendung des ebenso billigen Benzins bequem aus dem Wege ging.

[1]) Z. 1907 S. 1581.

Was die Verwendung von Benzol für den Betrieb von Motorfahrzeugen heute vielleicht am bestechendsten macht, ist, daß es als Nebenerzeugnis der trockenen Steinkohlendestillation im eigenen Lande gewonnen werden kann. Abgesehen von geringen Mengen, die sich im Steinkohlenteer der Gasanstalten finden, bildet das Benzol den Hauptbestandteil des Koksofengases, dem es, namentlich so lange das Gas nur zu Heizzwecken verwendet wird, ohne Bedenken entzogen werden könnte. Nach einer Aufstellung von Bunte sollen 100 kg Steinkohlen beim Verkoken 30 cbm Gas, enthaltend 1250 g Benzol, und 50 kg Teer, enthaltend 90 g Benzol, liefern [1]). Es mag dahingestellt bleiben, ob bei der Weiterentwicklung der Gewinnung der Nebenprodukte bei Koksöfen der **gesamte** Bedarf der einheimischen Motorfahrzeuge mit Benzol allein gedeckt werden könnte; wichtig ist es schon, daß die Ausbeute dann jedenfalls genügen würde, um wenigstens die staatlichen, insbesondere die militärischen Motorwagenbetriebe im Fall einer Grenzsperre von der Zufuhr aus dem Ausland unabhängig zu machen. Damit wäre also jenes Ziel zu erreichen, wegen dessen man seit mehreren Jahren die inländische Spirituserzeugung so kräftig unterstützt hat, ohne wesentliche Fortschritte zu erzielen.

Eine endgültige Besserung der gegenwärtigen Sachlage dürfte allerdings auch durch die Einführung von Benzol erst dann zu erwarten sein, wenn es gelingt, seinen Preis innerhalb angemessener Grenzen zu halten. Dahingehende Verhandlungen der Daimler-Motoren-Gesellschaft mit der Benzol-Vereinigung, die die gesamte Benzolerzeugung Deutschlands in den Händen hat, sind bis jetzt wenigstens soweit gediehen, daß bereits 14 Händler genannt werden können, die Benzol zum Preise von 22 bis 22,50 ℳ für 100 kg liefern, gegenüber 38 ℳ für Benzin, 24,50 ℳ für Motorenspiritus und 33,50 ℳ für Motorennaphtha.

[1]) Vergl. Allgemeine Automobil-Zeitung vom 22. März 1907.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 3. August 1907.

Aachener Bezirksverein.

Sitzung vom 3. Juli 1907.

Vorsitzender: Hr. Rasch. Schriftführer: Hr. Dubbel.

Anwesend 31 Mitglieder und Gäste.

Hr. Böhm spricht über

die technischen Aufgaben zur Erschliefsung unsrer südwestafrikanischen Kolonie [1]).

Unter den Tagesfragen, die unser öffentliches Leben bewegen, steht die Frage der Zukunft unsrer südwestafrikanischen Kolonie im Vordergrunde des Interesses.

Die unseligen Aufstände der Eingeborenen, die weite Kreise unsres Volkes in so unsanfter Weise aus ihrer kolonialen Gleichgültigkeit aufgerüttelt haben, haben veranlaßt, daß jetzt endlich unsrer Kolonie in Südwestafrika die Beachtung geschenkt wird, die sie gemäß ihrem gesunden Klima von jeher hätte beanspruchen sollen. Diese Kolonie, die ein Klima hat, in welchem Europäer dauernd zu leben vermögen, verfügt überdies über reiche mineralische Schätze und über einen Ackerboden von überraschender Fruchtbarkeit; sie hat daher die besten Aussichten, mit einer großen ansässigen weißen Bevölkerung eine Hochburg des Deutschtums im schwarzen Erdteil und somit ein schwerwiegender politischer Machtfaktor zugunsten des Mutterlandes zu werden. So unwirtlich und wertlos dieses südwestafrikanische Steppengebiet bei dem Mangel an Niederschlägen und dem dadurch bedingten stellenweise kümmerlichen Pflanzenkleide dem Unkundigen erscheinen mag; es wird sich zu einem blühenden Land entwickeln, wenn Arbeitkraft und Kapital die in ihm schlummernden Werte erschließen.

Erst wenn vollkommene Ruhe und Frieden im Lande herrschen, kann die deutsche Ingenieurkunst ihren Aufgaben in Südwestafrika gerecht werden. Diese mannigfaltigen Aufgaben liegen, abgesehen von der wichtigsten, dem Wasserbau, auf den Gebieten den Eisenbahnbaues und des Bergbaues. In den erwähnten drei Gebieten hat der Maschineningenieur eine Fülle wirtschaftlich-technischer Aufgaben zu lösen.

[1]) Vergl. auch den kurzen Auszug Z. 1907 S. 429.

In der Erwägung, daß der wirtschaftlichen Erschließung der Kolonie ihre wissenschaftliche Erschließung vorausgehen müsse, ist eine Anzahl Expeditionen durch Kulturingenieure nach Südwestafrika unternommen worden. Am bekanntesten dürfte die vom Syndikat für Bewässerungsanlagen in Deutsch-Südwestafrika im Jahr 1896 unter der Leitung von Prof. Rehbock aus Karlsruhe entsandte sein.

Durch diese Expedition, die etwa 1½ Jahre dauerte, wurde festgestellt, daß infolge der geologischen Verhältnisse und der ausgedehnten nährstoffreichen Alluvialflächen der Kolonie durch Bewässerungsanlagen ganz überraschende Ergebnisse erzielt werden würden. Die Ackerböden Südwestafrikas enthalten nämlich die wichtigsten Pflanzennährstoffe, insbesondere das Kali, in reichlichen Mengen.

Die in der folgenden Zusammenstellung enthaltenen Werte in vH beruhen auf umfangreichen, von der landwirtschaftlichen Hochschule Berlin ausgeführten chemischen Untersuchungen und sind jeweils Mittelwerte einer langen Versuchsreihe.

	Kali	Kalk	Magnesia	Phosphorsäure
Vereinigte Staaten von Nordamerika (humide Region)	0,22	0,11	0,23	0,113
Vereinigte Staaten von Nordamerika (aride Region)	0,73	1,36	1,41	0,117
Kalifornien	0,64	1,08	1,49	0,083
Deutsch-Südwestafrika I	0,58	0,45	0,76	0,084
Deutsch-Südwestafrika II	1,16	1,31	1,68	0,120

Die beiden südwestafrikanischen Proben I und II entsprechen den Ackerböden einer großen geplanten landwirtschaftlichen Kolonie bei Hatsamas im südlichen Hererolande. An Kali, Kalk und Magnesia übertrifft schon die ärmere Probe I die als Weizenböden berühmten Ackerböden des humiden Nordamerikas ganz erheblich. Der Phosphorsäuregehalt ist zwar etwas geringer als bei der betrachteten amerikanischen Probe; er ist aber höher als der Phosphorsäuregehalt der vorzüglichen kalifornischen Böden. Probe II übertrifft aber alle betrachteten nordamerikanischen Böden und muß als ganz vorzüglich bezeichnet werden.

Daß die südwestafrikanischen Böden für den Anbau der Nutzpflanzen der gemäßigten und subtropischen Zone durchaus geeignet sind, ist überdies durch die Blüte mehrerer südwestafrikanischer Farmen zur Genüge nachgewiesen; vorausgesetzt ist lediglich, daß es dem Farmer gelingt, die für die Berieselung der Ländereien erforderlichen Wassermengen zu beschaffen.

Wie oben erwähnt, ist es in mehreren Fällen gelungen, trockene Landstriche von den gleichen Eigenschaften wie Südwestafrika einer glücklichen Zukunft entgegenzuführen; diese Länder waren es denn auch, die uns die richtigen Wege zur Wassererschließung in Südwestafrika gewiesen haben.

Der Reichtum der Ackerböden von ariden, subtropischen Ländern an Pflanzennährstoffen ist darauf zurückzuführen, daß diese leicht löslichen Nährsalze nicht durch überreichliche Regenmengen abgeschwemmt worden sind, wie es bei rein tropischen Gebieten der Fall ist. Da nun infolge dieser geringen Auslaugung durch Regenwasser ein reicher Gehalt der Böden an Nährstoffen und somit eine hohe Güte bedingt ist, so konnten sich in den oben erwähnten Ländern kostspielige Bewässeranlagen zur Berieselung der Ländereien in kurzer Zeit bezahlt machen, und die großen landwirtschaftlichen Unternehmungen warfen reiche Erträgnisse ab.

Die Wasserfrage wurde in jenen Ländern gelöst durch Bau von Talsperren zur Aufstauung des Wassers der periodisch fließenden Ströme und durch ausgedehnte Brunnenbauten. Für unsre südwestafrikanische Kolonie mit ihren überaus zahlreichen, periodischen Flüssen wird der Bau von Talsperren in erster Linie das Mittel zur Wasserbeschaffung im Großen bilden. Die Wassermengen, die von den dortigen Flüssen während der Regenzeit geführt werden, sind durchaus nicht verschwindend klein, wie in Deutschland vielfach angenommen wird, sondern belaufen sich auf Millionen von Kubikmetern jährlich. So sind aus dem Windhuker Flusse in einem mittleren Regenjahre 14 Millionen cbm bei Groß-Windhuk zu erwarten, wie im Jahr 1897 durch umfangreiche Wassermessungen festgestellt wurde.

1 ha Weizenboden erfordert für eine Ernte 3000 cbm Wasser. Der Windhuker Fluß ist also in der Lage, die ungeheure Fläche von 4666 ha = 46,66 Quadratkilometer zu bewässern.

Zweifellos können durch Entnahme von Wasser aus dem Grundwasserstrome mittels Brunnen nicht die Wassermengen erzielt werden, wie durch Aufstauung von Wasser aus den periodisch fließenden Strömen. Der Bau reichlich bemessener Brunnenanlagen muß aber neben den Stauanlagen als Aushülfe empfohlen werden, um auf alle Fälle vor Wassermangel geschützt zu sein.

So liegt mir unter anderm ein Brief aus der Kapkolonie vor, aus dem hervorgeht, daß dort für die Beschaffung des notwendigen Wassers auf mehreren großen Farmen 10 bis 20 Windmotoren zur Hebung des Wassers aus Brunnen — neben den Stauanlagen — im Betriebe sind. Dieser zielbewußten Ausgestaltung verdankt denn auch eine Reihe der kapländischen Großfarmen ihre Blüte; es muß hier ausdrücklich hervorgehoben werden, daß die Niederschläge in der Kapkolonie stellenweise bedeutend geringer sind als im Hererolande.

Nach dem Vorbilde, das die Kapkolonie gegeben hat, sind bis jetzt etwa 50 Staudämme im Schutzgebiete gebaut worden, die jedoch bei dem Mangel der Ansiedler an geeigneten Hülfsmitteln und technischen Vorkenntnissen nicht sämtlich den gestellten Anforderungen genügt haben. Immerhin darf nicht unerwähnt bleiben, daß von diesen einfachen Bauern Stauanlagen von 20 bis 60000 cbm Fassungsraum erbaut worden sind. Es handelt sich also um ganz ansehnliche Leistungen, wenn berücksichtigt wird, daß zum Bau die einfachsten Mittel und nur die Beihülfe Eingeborener zur Verfügung standen. Die Stauanlagen wurden auch vielfach an ungünstigen Stellen angelegt; außerdem waren die Baustoffe meist nicht richtig gewählt, so daß mehrere Staudämme nach wenigen Jahren ganz oder teilweise der zerstörenden Wirkung des Wassers anheimfielen.

Bei dem hohen, durch die Praxis oft nachgewiesenen wirtschaftlichen Nutzen von Stauanlagen in Südwestafrika und bei den außerordentlichen Schwierigkeiten, die sich dem Laien naturgemäß bei deren Bau entgegenstellen, verdienen daher wertvolle, von sachverständigen Wasserbau-Ingenieuren entworfene Anlagen den Vorzug vor den einfachen Dämmen mit kurzer Lebensdauer. Für das Hereroland und für das Namaland kommen Staumauern oder Erddämme in Betracht. Von der Verwendung von Beton muß vorläufig noch abgesehen werden, während die Benutzung von Eisen für Stauanlagen, bisher nur in den Vereinigten Staaten Nordamerikas versucht, noch zu wenig erprobt ist. Die Wahl zwischen Erddämmen und Staumauern ist keineswegs willkürlich, sondern meistens eindeutig durch die örtlichen Verhältnisse bedingt. Für die Abschließung durch Erddämme eignen sich besonders die im Namalande vorkommenden, weiten, muldenförmigen Täler mit tonhaltigem, undurchlässigem Untergrunde, der eine Gewähr dafür bietet, daß das oberhalb gestaute Wasser nicht durch Versickern in den Untergrund verloren geht, und der außerdem einen guten Baustoff für die Dammschüttung abgibt.

Die Geschwindigkeit der Wassermengen, die zur Regenzeit durch diese weiten Täler fließen, wird natürlich in diesen Becken sehr gering, so daß sich die feinen tonigen Bestandteile des Wassers absetzen. Auf diese Art bildet sich der tonhaltige undurchlässige Untergrund, der sich für den Bau der geschütteten Staudämme so gut eignet. Zur Schüttung der Staudämme liefert ein mittlerer Lehmboden das beste Material, da ein zu fetter Boden beim Austrocknen leicht rissig wird, ein zu armer Boden dagegen das Wasser zu leicht durchläßt.

In Deutsch-Südwestafrika, wo es häufig an genügenden Lehmmengen fehlt, empfiehlt es sich, die Dämme aus wasserdurchlässigem Material herzustellen und die Undurchlässigkeit durch eine Schicht stark tonhaltigen Bodens zu erzielen, die den ganzen Damm bedeckt und gut in den gewachsenen Untergrund eingreift.

Staumauern sind dort am Platze, wo es sich um Aufstauung von Wasser aus Flüssen handelt, die ein sandiges oder kiesiges Flußbett haben, da dort, wo die wasserdurchlässige Decke fehlt, Erddämme keinen genügenden Abschluß ergeben würden. Die Staumauer muß hier bis auf den Felsboden hinabgeführt werden, um zu verhindern, daß sich das Wasser einen Weg unter der Staumauer her bahnt.

Trotz ihrer höheren Kosten sind Staumauern den geschütteten Dämmen vorzuziehen, da sie unbedingte Sicherheit gegen die Angriffe des Wassers gewährleisten und sich für viel größere Stauhöhen ausführen lassen, wodurch bei den günstigen Verhältnissen des Geländes in Südwestafrika der Stauinhalt bedeutend vergrößert und somit auch der Einheitspreis für 1 cbm gestauten Wassers erheblich geringer wird.

Die Entwürfe großer Talsperren in Südwestafrika, die auf Grund der erwähnten Rehbockschen Expedition ausgearbeitet worden sind, bauen sich sämtlich auf monatelangen geodätischen und physikalischen Vorarbeiten auf.

So könnten bei de Naauwte im südlichen Namalande durch eine 18 m hohe Staumauer 52 Millionen cbm Wasser aufgefangen werden. Damit wäre der Fassungsraum der weitaus größten Talsperre in Deutschland, der Urfttalsperre, überholt, bei der erst mit der gewaltigen Stauhöhe von 52,5 m 48 Mill. cbm Wasser erreicht sind. Während der Einheitspreis für 1 cbm gestauten Wassers, das heißt der Quotient »Anlagekosten in ℳ« geteilt durch »Fassungsraum in cbm«, bei der Urfttalsperre 75 Pfg beträgt, ist dieser Preis bei dem Entwurf de Naauwte nur etwa 1,9 Pfg. Dieser Einheitspreis muß als sehr gering bezeichnet werden; bei den deutschen Talsperren stellt sich dieser Wert im Mittel auf 20 bis 30 Pfg.

Besonders beachtenswert ist der Entwurf de Naauwte außerdem durch das ausgedehnte vorzügliche Bewässerungsland, das in seiner nächsten Nähe gelegen ist und rd. 6500 ha umfaßt. Da, wie oben erwähnt, 1 ha Weizenboden für eine Ernte 3000 cbm Wasser erfordert, so würden bereits 20 Mill. cbm zur Berieselung dieser Fläche genügen. Die Talsperre könnte also noch andern Zwecken, wie Kraftgewinnung usw., dienstbar gemacht werden.

Eine einfache Ertragberechnung dieser Anlage weist darauf hin, welche bedeutenden Werte in Südwestafrika durch eine großzügige Wasserwirtschaft geschaffen werden können. Wird angenommen, daß nur 4000 ha der bewässerbaren Fläche von rd. 6500 ha unter Bewässerung gestellt werden, so könnte man dort jährlich 8000 t Mehl aus dem bebauten Boden erhalten. Bei dem Bezuge des Mehles aus Nordamerika ist nun für 1 t zunächst der Verkaufpreis von 240 ℳ zu bezahlen; dazu kommt noch die Land- und Seefracht mit rd. 160 ℳ, so daß 1 t Mehl tatsächlich im Schutzgebiet 400 ℳ kostet.

Nimmt der Staat den Betrieb der gesamten Anlage de Naauwte einschließlich des Landwirtschaftsbetriebes in die Hand, so sind seine Selbstkosten für 1 t Mehl nicht höher als 190 *M*.

Wird ferner angenommen, daß der Staat, einesteils um die Einfuhr amerikanischen Mehles zu unterbinden, andernteils um billige Lebensverhältnisse zu schaffen, die Tonne Mehl nicht für 400, sondern nur für 300 *M* verkauft, so verdient er an der Tonne Mehl immer noch 110 *M*, an 8000 t also 880 000 *M* im Jahr. Die Kosten der Talsperre stellen sich auf 1 Mill. *M*, so daß sich die Anlage in kurzer Zeit bezahlt macht. Es muß aber berücksichtigt werden, daß der Fassungsraum der Talsperre kaum zum vierten Teil ausgenutzt ist; die Ertragrechnung würde sich also noch ganz bedeutend günstiger stellen.

Einer der für das Hereroland bearbeiteten Entwürfe ist die Anlage Hatsamas, in deren unmittelbarer Nähe ganz ausgezeichnetes Ackerland liegt. Auch hier würde es sich um ein dauerndes Zusammenarbeiten des Landwirtschaftsbetriebes mit der Bewässerungsanlage handeln. Die Wassermenge, die bei Hatsamas durch eine 16 m hohe Staumauer gewonnen werden könnte, beträgt rd. 16 Millionen cbm.

Bei dem Entwurf der südwestafrikanischen Stauanlagen muß, abgesehen von der zu erwartenden Regenmenge, auch die Eigenart der dortigen Flüsse in Betracht gezogen werden. Wie bereits erwähnt, fließen diese Flüsse nur zeitweise, und zwar kommen sie häufig bei vollkommen heiterem Himmel und ohne jedes Anzeichen mit Wassergeschwindigkeiten von 6 bis 7 m ab. So kommt es vor, daß Wagen, die durch die trocknen Flußbette fahren wollen, vom Fluß überrascht und zertrümmert werden. Da nun die Staumauern quer durch den Flußlauf gezogen werden, so trifft man im Schutzgebiete vielfach die Meinung, daß es sehr schwer sein müsse, Mauern von der erforderlichen Festigkeit herzustellen. Diese Besorgnis ist jedoch unbegründet, da die Mauer nur von der Spitze des abkommenden Wassers getroffen wird. Das nachfolgende Wasser ergießt sich in das bereits vor der Mauer aufgestaute und verliert dabei fast vollständig seine lebendige Kraft.

Bei den ungeheuern Flächen, die die geplanten landwirtschaftlichen Großbetriebe aufweisen, und bei der Schwierigkeit, die die Beschaffung zahlreicher Landarbeiter bereiten wird, liegt es nahe, maschinellen Betrieb nach Möglichkeit einzuführen.

Dampfpflüge werden die erste Arbeit verrichten und die fruchtbaren, aber noch von keiner Pflugschar berührten Ackerböden lockern. Den Dampfpflügen folgen unmittelbar Maschinen zum Ausjäten des Unkrautes, während die Sämaschinen die Bestellung der Felder beschließen. Bei der Ernte werden sodann die Mähmaschinen ein reiches Anwendungsgebiet finden.

Pumpwerke aller Art gehören ebenfalls zur Ausstattung einer großen Farm. Zum Antrieb der Pumpen dient vorteilhaft die billige Betriebskraft des Windmotors.

Daß in der Kolonie bei ihrem außerordentlichen Reichtum an nahrhaften Futtergräsern noch so wenig dauernde Erfolge in der Viehzucht erzielt worden sind, ist lediglich auf die schlechte Beschaffenheit der Tränkanlagen zurückzuführen. Die im Schutzgebiete so oft vorkommenden Viehseuchen dürften durch technisch und hygienisch einwandfreie Tränkanlagen beseitigt werden.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß Landwirtschaft und Viehzucht durchaus in der Lage sind, die Kolonie einer glücklichen Zukunft entgegenzuführen. Verkehrt war es daher, anzunehmen, daß die Zukunft der Kolonie lediglich von dem Kupfererzbergbau abhänge. Schon zur Schaffung billiger Lebensverhältnisse für Bergbau und Eisenbahnbetrieb müßte gerade jetzt der Ausbau großzügig angelegter Landwirtschaftsbetriebe und Bewässeranlagen energisch in Angriff genommen werden.

Da das Schutzgebiet in allen Teilen reiche Kupfererzbestände aufweist, so steht zu erwarten, daß der gegenseitige Nutzen von Bergbau und Landwirtschaft sich überall zum Segen der Kolonie bemerkbar machen wird.

Während im nördlicheren Teile des Schutzgebietes die Otaviminen liegen, gibt es an der Südgrenze der Kolonie reiche Erzlager, die bereits in Abbau begriffen sind; außerdem sind im Westen, Osten und in der Mitte der Kolonie Erzlagerstätten bekannt.

Im Bezirk Okahandja liegen zunächst die Lager von Otjisongati, wo an vier verschiedenen Stellen geschürft worden ist. Es sind sehr hochwertige Erze; jedoch sind die Mengen noch nicht festgestellt. Jedenfalls ist die Beschaffenheit der Erze gut und die Art des Vorkommens gangartig, der Abbau also nicht mit besonderen Schwierigkeiten verknüpft.

Ferner liegen im südlicheren Teile Deutsch-Südwestafrikas die Sinclair- und die Gorabmine, die ebenfalls gute Erze in abbauwürdiger Menge und Beschaffenheit aufweisen.

Am bekanntesten von allen Kupfererzvorkommen in Südwestafrika sind die Erzlagerstätten von Otavi.

Die Schürflöcher von Groß-Otavi zeigen ein reiches Ausgehendes, durchsetzt mit Kupferglanz, Kupferlasur, Buntkupfererz, Kupferkies, Magnetkies, Bleiglanz und Weißbleierz. Das massige Auftreten, die mineralogische Natur und das Vorherrschen der Kupferlasur sichern einen lohnenden Abbau.

In Klein-Otavi zeigen die Erze fast das gleiche Bild, nur etwas geringere Mächtigkeit, aber regelmäßige Lagerung und senkrechtes Abfallen.

In Aurab oder Rietfontain, dem dritten Vorkommen im Otavi-Bezirk, liegen die Verhältnisse ähnlich wie in Klein-Otavi; jedoch ist die Mächtigkeit der Erzadern größer; außerdem kommen hier nur Kupfererze und keine Bleierze vor. Die Otjikoto-Felder, die schon in beträchtlicher Entfernung von den vorigen Kupferfundstellen im Otavi-Gebiet liegen, zeigen die weite Verbreitung der Kupfererze.

Während die vorigen Erzlagerstätten am Südrande des Otavigebirges liegen, befindet sich die Lagerstätte Tsumeb am Nordrande. Bereits bei den ersten Schürfarbeiten hat diese Fundstelle die größte Aufmerksamkeit erregt. Ein 20 m mächtiger Gang von 180 m Ausdehnung tritt bis an die Tagesoberfläche. Diese Fundstelle ist denn auch als die günstigste zunächst in Betrieb genommen worden, während der Abbau der übrigen vier Erzlager erst später erfolgen wird.

Die Erzlagerstätte in Tsumeb besitzt äußerst reiche Erzbestände, die in der Hauptsache aus Gemengen von Karbonaten und Sulfiden des Kupfers und des Bleies mit durchschnittlich 15 vH Kupfer und 40 vH Blei bestehen. Der angegebene Gehalt an Kupfer muß als sehr hochwertig bezeichnet werden; es sei hier erwähnt, daß in Deutschland noch Kupfererze von 3 vH Kupfergehalt mit leidlichem Ertrage verhüttet werden können.

Das Bergwerk in Tsumeb ist als verbundener Tag- und Untertagbau ausgebildet, bei dem die Erzgänge durch einen Hauptförderschacht, eine schiefe Ebene und ausgedehnte Querschläge erschlossen worden sind. Zurzeit wird der Hauptförderschacht noch abgeteuft und soll vorläufig bis 125 m hinabgetrieben werden.

Die Abbauhöhe des Tagbaues wird 75 m betragen. Tagbau und Untertagbau sind durch Querschläge miteinander verbunden und für eine größte Gesamtförderung von 800 t im 10stündigen Arbeitstag berechnet.

Der Hauptförderschacht Tsumeb besitzt zwei Fördertrumme und ein Trumm für die Seilfahrt (Mannschaftsförderung). Die Fördermaschine ist ein Zwillings-Dampfhaspel und fördert in 10stündiger Schicht aus 125 m Teufe 200 Wagen von je 1600 kg Ladegewicht. Das ergibt also für den Hauptförderschacht 320 t am Tage. Die Förderkörbe sind für die Seilfahrt mit Fangvorrichtung versehen, entsprechend den Sicherheitsvorschriften für Mannschaftsförderung.

Die schiefe Ebene mit flacher Förderung hat einen Neigungswinkel von etwa 20°. Die Länge der Bahn wird bei 75 m Abbauhöhe 219 m betragen. Bei einer Fördergeschwindigkeit von 2,5 m/sk sollen am Tage 480 t gefördert werden. Auch beim Tagbau geschieht die Förderung mittels umsteuerbaren Dampfhaspels. Sämtliche Förderwagen sind Muldenkippwagen.

Eine eigentliche Aufbereitung an Ort und Stelle findet nicht statt; die Erze werden vielmehr in Schmelzschachtöfen auf Werkblei und Kupferstein nach vorgenommener Handscheidung verschmolzen und zur weiteren Verhüttung nach Deutschland verschifft.

In Tsumeb befindet sich das Hüttenwerk noch im Bau; es soll täglich eine Erzmenge von 120 t, also fast der sechste Teil des geförderten Erzes, verhüttet werden.

Die beiden Schmelzhochöfen haben Wasserkühlung für das Gestell und sind von der Hüttensohle bis zur Gicht 7,5 m hoch. Sie sind mit einem Abstich für Blei, einem für Kupferstein und mit einer Schlackenaufflußöffnung versehen. Den beiden Oefen werden stündlich zusammen 720 cbm Luft von 0,7 at Ueberdruck zugeführt. Dieser Gebläsewind wird durch 3 Hochdruckgebläse erzeugt.

Mit Rücksicht auf die zukünftige Größe des Werkes und die eng damit in Verbindung stehende Entwicklung der Arbeiteransiedelung mußte auch für die Beschaffung guten Wassers Sorge getragen werden. Die Gesellschaft entschloß sich daher, das erforderliche Wasser aus dem 20 km entfernten Otjikoto-See zum 200 m über dem Seespiegel liegenden Berg- und Hüttenwerk zu pumpen. Ein Dampfpumpwerk am Ufer

des Sees drückt das Wasser durch eine Leitung aus nahtlos gewalzten Mannesmannröhren in den Hochbehälter. Um diese Wasserleitung auch für allgemeine Zwecke dienstbar machen zu können, sind in Abständen von etwa 2 km Hydranten eingebaut, mit deren Hülfe das für Weide- oder Gartenzwecke brauchbare Gelände besonders während der trocknen Zeit bewässert werden wird.

Unbedingt erforderlich zur Nutzbarmachung der in der Kolonie durch Landwirtschaft und Bergbau geschaffenen Werte ist eine genügende Ausgestaltung des Eisenbahnverkehrs. Was bis jetzt an Verkehrmöglichkeiten durch Bau von Eisenbahnen geschaffen wurde, ist zweifellos gegenüber dem früheren Verkehr durch Ochsenwagen ein großer Fortschritt von weittragender kultureller Bedeutung. Vergegenwärtigen wir uns aber, daß das Schutzgebiet $1^1/_2$ mal so groß ist wie Deutschland, so dürfte mit den vorhandenen Bahnlinien, die zusammen rd. 1160 km lang sind, die Verkehrsfrage noch nicht gelöst sein.

Der Redner bespricht sodann eingehend die Otavi-Bahn[1]).

Eingegangen 1. Oktober 1907.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Juni 1907.

Vorsitzender: Hr. Hartmann. Schriftführer: Hr. Frölich.

Anwesend etwa 250 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende macht die Mitteilung, daß die Herren August Dinse und Arno Dember verstorben sind. Dem erstgenannten widmet Hr. Herzberg folgenden Nachruf:

Am 29. Mai haben wir ein Mitglied unsres Vereines zu Grabe getragen: August Dinse, meinen alten Freund vom Gewerbeinstitut her und Kollegen als Stadtverordneten. Er ist zwar in unserm Vereine nicht sehr oft hervorgetreten, aber er hat uns bei unsern Bestrebungen in außerordentlicher Weise geholfen. In Dinse haben wir ein Mitglied verloren, wie sie leider nicht zahlreich sind. Von Natur ein hochbegabter Ingenieur, hatte er eine außerordentliche Strenge der Anschauung; den Maßstab, den er an sich legte, legte er auch an andre; dadurch ergab sich äußerlich eine gewisse Schroffheit, die aber im Innern sicher nicht vorhanden war. Dinse hat sich aus ganz kleinen Verhältnissen emporgearbeitet; in seiner frühesten Jugend hat er auf den Schiffen der damals noch kleinen Hamburg-Amerikanischen Paketfahrt-Gesellschaft gefahren und sich soviel verdient, daß er studieren konnte. Später hat er weiter gearbeitet und es zu einer tüchtigen eigenen Fabrik gebracht, die er jetzt seinem Sohne hinterlassen hat. Das Schwergewicht seiner Tätigkeit hat seit langen Jahren in seiner Eigenschaft als Stadtverordneter gelegen, und diese Stellung hat ihm häufig Gelegenheit gegeben, zur Hebung des Ansehens unseres Standes in hervorragendem Maße beizutragen. Er hat in der Stadtverordnetenversammlung als Ingenieur mit Recht ein Ansehen gehabt, um daß man ihn beneiden konnte. Insbesondere hat er unsre Bestrebungen in der Frage der Technischen Mittelschule gefördert; wesentlich seiner Mitwirkung ist es zu danken, daß wir mit dem Bau dieser Schule jetzt beginnen. Auch auf vielen andern Gebieten hat Dinse unsre Ingenieurkunst gefördert. Er war als Mensch außerordentlich tüchtig, ehrenhaft und gut; wir werden ihm ein treues und ehrendes Andenken bewahren. Männer wie Dinse gereichen unserm Stande zur höchsten Zierde. Ich bin stolz darauf, sein Freund gewesen zu sein.

Nach Erledigung geschäftlicher Angelegenheiten spricht Hr. Matschoß über Technische Museen unter besonderer Berücksichtigung des Deutschen Museums.[2])

Eingegangen 30. September 1907.

Elsafs-Lothringer Bezirksverein.

Ausflüge nach Lauterburg und Brumath.

Am 12. Mai d. Js. folgte der Verein einer Einladung der Reederei Raab, Karcher & Cie. zur Besichtigung des großen Kohlenlager- und Umschlageplatzes im Rheinhafen bei Lauterburg. Die Anlagen haben eine Länge von 1200 m bei 180 m Tiefe; ein Teil liegt vor dem Hochwasserdamm und ist durch zahlreiche Quermauern gegen Fortschwemmen der Kohlen bei Hochwasser abgeteilt. Etwa 5000 Meter normalspuriges Gleis durchziehen das Lager. Der Jahresumschlag beträgt ungefähr 600000 t. Am Ufer dienen 6 fahrbare Dampfkrane zur Entladung der Schiffe, die durch elektrisch betriebene Winden verholt werden. Die Kohlen werden durch eine Hochbahn verteilt, deren Länge etwa 5 km beträgt. Zwei durch Elektromotoren von 30 PS betriebene Brech- und Sortierwerke verarbeiten in Verbindung mit einer ganzen Reihe von Aufzügen, Siebwerken, Trichtern, Transportvorrichtungen usw. die Kohle. Als Betriebskraft dient ausschließlich elektrische Energie, die im eigenen Kraftwerk erzeugt wird.

Am 25. Mai rief eine Einladung des Elektrizitätswerkes Straßburg die Mitglieder nach Brumath zur Besichtigung der dort gelegenen Unterstation.

Das Elektrizitätswerk Straßburg hat in den letzten Jahren die nähere und weitere Umgebung Straßburgs in sein Stromlieferungsnetz einbezogen. Der in dem Kraftwerk in Straßburg (rd. 10000 PS) erzeugte Strom von 3000 V wird in einer besonderen Unterstation (in Grüneberg) auf 12000 V umgeformt und mit dieser Spannung den Unterstationen in Molsheim, Wasselnheim und Brumath zugeführt. In diesen Orten bestanden zuvor kleine Kraftanlagen, die vom Straßburger Werk angekauft und zum Teil nach entsprechender Umgestaltung angeschlossen worden sind.

Die Unterstation Brumath liegt 25 km von Straßburg entfernt. Das frühere Werk besaß eine Wasserkraft aus der Zorn mit nur geringer Leistungsfähigkeit. Beim Anschluß an das Straßburger Werk wurde auf diese Wasserkraft verzichtet und eine ganz neue Anlage an einem Platz errichtet, der für die Verteilung des Stromes günstiger war als die frühere Mühle. Als Reserve besitzt die Anlage eine Akkumulatorenbatterie sowie eine Lokomobile, die bei Störungen in der Zuleitung von Straßburg in Betrieb gesetzt werden. Die Leistungsfähigkeit des Werkes einschließlich Batterie beträgt 500 PS. Von Brumath wird der Strom auch nach der 1500 m entfernten Heilanstalt zu Stephansfeld geleitet, die früher ebenfalls eine eigene Anlage besaß, bei dem jetzigen Strombezug jedoch günstiger arbeitet. Der Stromtarif ist derselbe wie in Straßburg. Außer den drei genannten Städten mit Umformerstationen sind gegenwärtig ungefähr 60 Ortschaften teils auf elsässischem, teils auf badischem Gebiet, an das Stromnetz angeschlossen.

Eingegangen 9. September 1907.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 12. Juni 1907.

Vorsitzender: Hr. Stein. Schriftführer: Hr. Wittrock.

Anwesend 66 Mitglieder und 12 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt vor Eintritt in die Tagesordnung des verstorbenen Mitgliedes Alfred Müller in Mülheim am Rhein. Müller war nach Beendigung seiner Studien in Zürich zunächst auf den technischen Bureaus von Gebr. Sulzer in Winterthur und von Zivilingenieur Grabau in Hannover, dem Vertreter von Gebr. Sulzer, tätig. Nach weiteren Stellungen bei der Hannoverschen Zentralheizungs- und Apparate-Bauanstalt in Hainholz, bei der Firma Knölke, Hävemeyer & Sanders in Hannover, der Maschinenfabrik Brandes & Co. in Wolfenbüttel und der Firma G. Luther in Braunschweig wurde er am 1. Dezember 1897 Bureauchef und Abteilungsvorsteher der Maschinenfabrik Baum in Herne. Vom 1. Oktober 1899 bis zum 31. Januar 1907 war er im Carlswerk der Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke-A.-G. erster Konstrukteur der Maschinenfabrik. Anfang 1907 ging er zur Internationalen Bohrgesellschaft in Erkelenz über, wo man seine großen Kenntnisse und Erfahrungen am Konstruktionstisch sehr bald erkannte, so daß man ihm die Ausarbeitung bedeutender Entwürfe, welche die Gesellschaft im rumänischen Petroleumgebiet übernommen hatte, übertrug. Aus dieser Tätigkeit ist er durch den Tod abberufen worden.

Im geschäftlichen Teil der Sitzung beschäftigt sich der Bezirksverein mit der Frage einer Berliner Weltausstellung und der Angelegenheit der Fortbildungskurse für Ingenieure.

[1]) Z. 1907 S. 201 u. f.

[2]) Vergl. Z. 1907 S. 976.

Bücherschau.

Die Maschinenelemente. Von Dipl.-Ing. K. Laudien. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. Preis 6,20 *M.*

Der Verfasser ist bestrebt gewesen, ein kurzes Lehrbuch für technische Lehranstalten, namentlich für (höhere) Maschinenbauschulen, zu schaffen. Er bringt das Wesentliche über Konstruktion und Berechnung der Maschinenteile, und zwar in so knapper Form, daß an manchen Stellen eine Ergänzung durch das Wort des Lehrers nötig erscheint. Das Buch stützt sich natürlich auf die maßgebenden Arbeiten Bachs, weist aber eine durchaus selbständige, den andersgearteten Zielen entsprechende Behandlung des Stoffes auf. Die konstruktiven Gesichtspunkte sind gut hervorgehoben; weniger berücksichtigt sind die besondern Eigenschaften der Baustoffe und die Herstellung. Die Figuren — 536 an der Zahl — sind glücklich gewählt und klar wiedergegeben. Wer eine möglichst gedrängte Darstellung dieses umfassenden Stoffes für erwünscht hält, wird dem Verfasser gerne das Zeugnis ausstellen, daß er seiner Aufgabe nach vielen Richtungen hin gerecht geworden ist.

Meine rein persönliche Meinung geht allerdings dahin, daß die Lehrbücher für mittlere technische Lehranstalten keine gekürzten Ausgaben der für Hochschulen bestimmten Werke sein sollen. Die Bachschen »Maschinenelemente« sind ein Meisterwerk, nicht obwohl sie, sondern weil sie ziemlich umfangreich sind, weil sie nicht nur die Ergebnisse bringen, sondern auch den Weg zu diesen Ergebnissen und — die Kritik des Weges! Dem »Kürzen« fallen dann gerade die wertvollsten Teile zum Opfer, die vom mühevollen Finden und bedächtigen Abwägen handeln. Auch bilden die Maschinenteile die Grundlage und das Rückgrat des technischen Unterrichtes an den Maschinenbauschulen, und da die Zeit nicht ausreicht, alle Einzelheiten breit und erschöpfend zu behandeln, erscheint mir ein Lehrbuch am Platze, das nicht weniger, sondern mehr enthält, als die Schule vermitteln kann.

Volk.

Die Gleichstrommaschine, ihre Theorie, Untersuchung, Konstruktion, Berechnung und Arbeitsweise. Von Dr.-Ing. E. Arnold, Prof. und Direktor des elektrot. Instituts an der Techn. Hochschule zu Karlsruhe. Erster Band. Theorie und Untersuchung. Zweite vollständig umgearbeitete Auflage. Mit 593 in den Text gedruckten Figuren. Berlin 1906, Julius Springer. XVI u. 816 S. gr. 8. Preis 20 *M.*

Die eingehende Sachkenntnis und liebevolle Sorgfalt, mit der dieses weitverbreitete und mehr noch von praktischen Ingenieuren als von Studierenden benutzte und gewürdigte Werk geschrieben ist, wurde bereits bei Besprechung der ersten Auflage (Z. 1902 S. 1517 und 1904 S. 1010) gebührend hervorgehoben. Die Neuauflage behandelt nicht nur die inzwischen durch den Bau raschlaufender Turbodynamos in den Vordergrund des Interesses gerückten Wendepole und die Vorgänge bei der Stromwendung überhaupt auf Grund unserer vertieften Erkenntnis, sondern bringt eine Fülle eigener Forschungsergebnisse des Verfassers an die Oeffentlichkeit.

Schon die ersten Seiten zeigen eine eingreifende Aenderung gegenüber der früheren Auflage, insofern die Erzeugung des Gleichstromes als ein allgemeines Wechselstromproblem dargestellt und an Hand des Potentialkreises in einer für den Kundigen überaus klaren Weise dargestellt wird. Dem Anfänger wird das Studium des Buches dadurch vielleicht noch mehr erschwert als früher. Aber das Buch bietet überhaupt so viel an scharf herausgearbeiteten Einzelheiten, daß der Anfänger den leitenden Faden nur wird erkennen können, wenn er unter kundiger Führung studiert.

Viele von den Fragen, die man noch vor wenigen Jahren als der Rechnung unzugänglich nach dem aus reicher Erfahrung erwachsenen Konstruktionsgefühl schätzen zu müssen glaubte, sind durch Arnold der Rechnung erschlossen worden. Ich nenne aus dem vorliegenden ersten Bande die Feststellung über Wirkungsweise und Arbeitsverluste der Aequipotentialverbindungen, die Aenderung der Höchstspannung zwischen zwei Lamellen durch Verschiebung oder Weglassung von Bürsten, das durch Oszillogramme bestätigte Rechnungsverfahren zur Ermittlung der Feldkurven, die Berechnung des Zusatzfeldes als Unterschied zwischen den Feldern bei voller Last und ohne Last, die Ermittlung der Uebergangswiderstände bei verschiedenen Bürsten, die Abhandlung über den dämpfenden Einfluß der durch gegenseitige Induktion hervorgerufenen zusätzlichen Kurschlußströme und den weiteren Ausbau der Theorie der freien und der durch Wendepole erzwungenen Stromwendung. Große Abschnitte sind gegenüber der ersten Auflage unverändert geblieben; auch die Untersuchung der Dynamomaschinen ist in teilweise abgeänderter Form aus dem zweiten Band in den ersten gebracht worden.

Trotz der durchweg einfachen Sprache ist das Buch schwer zu lesen. Das liegt zum Teil an der Schwierigkeit der behandelten Aufgaben und an der weitgehenden rechnerischen Verfolgung verwickelter Vorgänge, zum Teil aber daran, daß in einer zu weit getriebenen Rücksicht auf Raumersparnis statt des erklärenden Wortes nur ein Buchstabe mit beigefügtem Weiser gesetzt wird. Da es unmöglich ist, die Bedeutung aller Bezeichnungen zu merken, sind sie in einem 8 Seiten und nahe an 300 Buchstaben umfassenden Verzeichnis am Ende des Buches zusammengestellt; dieses muß als unentbehrlich bezeichnet werden und ist vortrefflich gearbeitet. Es enthält nämlich außer dem Buchstaben und seiner Erklärung auch die Seitenzahlen, auf denen die Bezeichnungen vorkommen und Formeln für sie zu finden sind.

Was von der ersten Auflage gesagt wurde, gilt in erhöhtem Maße noch von der zweiten: »Das Buch bietet eine solche Fülle des Wissens- und Beherzigenswerten, daß es von vielen studiert und manchem ein dauernder und treuer Berater in seiner Berufstätigkeit als Rechner oder Konstrukteur von Gleichstrommaschinen werden wird.«

C. Feldmann.

Turbodynamos und verwandte Maschinen. Von Dr. F. Niethammer, o. ö. Prof. für Elektrotechnik an d. Techn. Hochschule Brünn. Mit 209 Abbildungen. Zürich 1906, Fritz Amberger vorm. David Bürkli. 144 S. gr. 8. Preis 8 *M.*

In der Einleitung verweist der Verfasser auf seine zahlreichen anderweitigen Veröffentlichungen über Turbodynamos, u. a. auch auf die in dieser Zeitschrift 1905 S. 762 und 818 erschienenen. Das vorliegende Buch enthält auch Angaben und Zeichnungen, welche sich auf rasch laufende asynchrone Motoren zum Antriebe von Zentrifugalpumpen für große Druckhöhen, auf rasch laufende Umformer und auf Dynamomaschinen zur Kupplung mit Wasserturbinen für große Gefällhöhen beziehen.

Leider sind diese Gebiete, die bezüglich der Bauweise und Sicherung der Wicklungen gegen die Fliehkräfte viel Gleichartiges aufweisen, so behandelt, wie sich die Besprechung gerade im Anschluß an die Figuren am bequemsten ergab. Da nun besonders im ersten Kapitel das sehr reiche und gut gewählte Figurenmaterial bei weitem den erläuternden Text überwiegt, ergibt sich eine gewisse Unruhe der Gedankenführung, die das Studium des Buches erschwert. Das Kapitel Drehstromdynamos bringt zu den ersten 38 Seiten 70 Abbildungen, die mit Ausnahme einer einzigen (Fig. 66) wertvollen Lehr- und Lernstoff darbieten; dabei ist nicht zu vermeiden, daß man beim Lesen vielfach vor- oder zurückblättern muß, um Abbildung und Beschreibung zusammen genießen zu können. S. 38 bis 41 geben Zeichnung und Konstruktionsangaben für zwei Wasserhaltungsmotoren, Seite 42 bis 44 bringen kurze Bemerkungen über kompoundierte asynchrone Generatoren. Nach dieser Abschweifung kehrt der Verfasser auf S. 44 wieder zu den Turbodynamos zurück und beschreibt einige weniger bekannte mechanische Lösungen zur Vermehrung der Polzahl des Rotors bei gegebener Umlauf- und Periodenzahl. Dies kann nötig werden bei kleinen Turbodynamos unter 500 KW, da bei 15 Per./sk

höchstens 900 Uml./min, bei 50 Per./sk höchstens 3000 Uml./min wegen der Mindestzahl von 2 Polen möglich sind.

Den wertvollsten Teil des Buches bilden für den Elektrotechniker die Abschnitte über mechanische und elektrische bezw. magnetische Bemessung dieser Maschinen, die infolge der hohen Fliehkräfte, der verhältnismäßig kleinen und in Richtung der Welle langen Blechringe und der erforderlichen Kühlung eigenartige Schwierigkeiten darbieten. Diese Schwierigkeiten treten noch stärker zutage, wenn noch die Stromumkehrung erforderlich wird, wie bei den Gleichstrommaschinen mit zyklisch verlaufender Magnetisierung; bekanntlich hat dies zur erfolgreichen Wiederaufnahme der Bemühungen zur Herstellung einer azyklischen Maschine geführt, die nun auch in einigen Ausführungen besteht.

Auch für die Gleichstrommaschinen gibt Niethammer eine Fülle wertvoller Mitteilungen über Aufbau, Entwurf und Ausführung. Dann behandelt er die verschiedenen Lösungen zur Führung der zur Kühlung erforderlichen Luftmenge sowie zur Erzielung geräuschlosen Ganges und völligen Massenausgleiches bei ruhender und laufender Maschine.

Trotz der gemachten Ausstellungen bietet das Werk dem erfahrenen Ingenieur, der sich mit dem Entwurf oder Bau der Turbodynamos befaßt, eine wertvolle Zusammenstellung weithin verstreuter, oft schwierig zu erlangender Angaben und Anregungen. Alle rechnerischen Angaben sind gut durchgeführt; besonders die Zusammenstellung ausgeführter Maschinen auf drei Tafeln mit allen kennzeichnenden Größen verdient lobende Erwähnung. Die Erläuterungen hätten an manchen Stellen durch größere Ausführlichkeit an Deutlichkeit gewinnen können, was vielleicht bei einer Neuauflage Berücksichtigung verdient. C. Feldmann.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Fehlands Ingenieur-Kalender 1908. Für Maschinen- und Hütten-Ingenieure. Von Fr. Freytag. 30. Jahrgang. 1. Teil. Berlin 1900, Julius Springer. Preis 3 ℳ.

Ueber Versuche mit Lötmitteln. Ein Beitrag zur Materialprüfung. Von A. Lippmann. Berlin 1907, Julius Springer. 52 S. mit 10 Fig. Preis 1 ℳ.

Handbuch der Ingenieurwissenschaften. 1. Teil: Vorarbeiten, Erd-, Grund-, Straßen- und Tunnelbau. 4. Aufl. 4. Bd.: Straßenbau einschließlich der Straßenbahnen. Bearbeitet von F. von Laißle. Herausgegeben von L. von Willmann. 1. Lfrg.: Landstraßen, Städtische Straßen. Leipzig 1907, Wilhelm Engelmann. 384 S. mit 214 Fig. und 12 Taf. Preis 11 ℳ.

Die Schwierigkeiten der Geschäftskorrespondenz. Von E. Bastian. Stuttgart 1908, Muthsche Verlagshandlung. 112 S. Preis 2,60 ℳ.

Verbrennungskraftmaschinen und Generatoren. Von Dr.-Ing. F. Spielmann. Leipzig 1907, J. J. Weber. 176 S. mit 169 Fig. Preis 6 ℳ.

Die Registratur im Großbetriebe. Praktische Anleitung zur systematischen Registratur-Einrichtung und -Führung, namentlich für industrielle Großbetriebe und Handels-Gesellschaften. Von J. Warlitz. 52 S. mit 5 Fig. Preis 1 ℳ.

Der goldene Schnitt und die »Geheimnisse der Cheopspyramide«. Von H. Neikes. Köln a. Rh., Verlag der M. Du Mont-Schaubergschen Buchhandlung. 20 S. mit 5 Fig. Preis 1,20 ℳ.

Gesamt-Register zur Deutschen Juristen-Zeitung. 1. bis 10. Jahrgang 1896 bis 1905. Von A. Schindler. Berlin 1907, Otto Liebmann. 418 S. Preis 4,80 ℳ.

Die Hochofenschlacke in der Zementindustrie. Von Dr. H. Passow. Würzburg 1908, A. Stubers Verlag (Curt Kabitzsch). 72 S. mit mehreren Figuren. Preis 6 ℳ.

Die Weltwirtschaft. Ein Jahr- und Lesebuch. 2. Jahrgang 1907. II. Teil. Herausgegeben von Dr. E. von Halle. Leipzig und Berlin 1907, B. G. Teubner. 284 S. mit 16 Fig. Preis 4 ℳ.

Grundriß des Maschinenbaues. Herausgegeben von Ernst Immerschitt. Elfter Band: Lehrbuch der allgemeinen mechanischen Technologie der Metalle. Von Herm. Meyer. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 189 S. mit 262 Fig. Preis 6 ℳ.

Handbuch der praktischen Elektrometallurgie. (Die Gewinnung der Metalle mit Hülfe des elektrischen Stromes.) Oldenbourgs Technische Handbibliothek. Bd. 9. Von Albert Neuburger. München 1907, R. Oldenbourg. 448 S. mit 119 Fig. Preis 14 ℳ.

Experimentaluntersuchungen über die Selbstinduktion in Nuten gebetteter Spulen bei hoher Frequenz. Von Dr.-Ing. Hermann Niebuhr. Berlin 1907, Julius Springer. 59 S. mit 23 Fig. Preis 1,60 ℳ.

Technisches Auskunftsbuch für das Jahr 1908. Von H. Joly. 15. Jahrgang. Leipzig 1907, K. F. Koehler. 1279 S. mit 1 Kalender und vielen Tabellen. Preis 8 ℳ.

Uebersicht neu erschienener Bücher,

zusammengestellt von der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3.

Erd- und Wasserbau. Brown, Sir H. Irrigation; its principles and practice as a branch of engineering. London 1907. Constable. Preis 19,20 ℳ.

— Handbuch der Ingenieurwissenschaften in 5 Teilen. III. Tl.: Der Wasserbau. 4. Aufl. 6. Bd. Der Flußbau. Leipzig 1907. Engelmann. Preis 8 ℳ.

— Sympher. Der Talsperrenbau in Deutschland. Nach der Festrede zum Schinkelfest des Architektenvereins zu Berlin am 13. März 1907. (Sonderdr.) Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 0,80 ℳ.

Gasindustrie. Ahrens, Frdr. Das hängende Gasglühlicht. Seine Entstehung, Wirkung und Anwendung. München 1907. Oldenbourg. Preis 6 ℳ.

— Schäfer, A. Einrichtung und Betrieb eines Gaswerks. 2. Aufl. München 1907. Oldenbourg. Preis 15 ℳ.

Hochbau. Anregungen zur Erlangung eines Grundplanes für die städtebauliche Entwicklung von Groß-Berlin. Gegeben von der Vereinigung Berliner Architekten und dem Architektenverein zu Berlin 1907. E. Wasmuth. Preis 2 ℳ.

— Bestimmungen für die Ausführung von Konstruktionen aus Eisenbeton bei Hochbauten vom 24. Mai 1907. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 0,60 ℳ.

— Kersten, C. Der Eisenbetonbau. 1. Tl.: Ausführung und Berechnung der Grundformen. 4. Aufl. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 3 ℳ.

Luftschiffahrt. Martin, Rud. Das Zeitalter der Motorluftschiffahrt. Leipzig 1907. Th. Thomas. Preis 3 ℳ.

— Sazerac de Forge, L. La conquête de l'air. Le problème de la locomotion aérienne, les dirigeables et l'aviation; leurs applications. Nancy 1907. Berger-Levrault. Preis 10 ℳ.

Maschinenbau. Uhlands, Wilh. Heinr., Handbuch für den praktischen Maschinen-Konstrukteur. I. Bd. 2. Tl. 1. Abt. 2. Aufl. Berlin 1907. W. & S. Loewenthal. Preis 6,50 ℳ.

Materialkunde. Baumann, R. Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 3 ℳ.

Mathematik. Kohlrausch, A. L. Einführung in die Differential- und Integralrechnung nebst Differentialgleichungen. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 6,80 ℳ.

— Weickert, A., und R. Stolle. Praktisches Maschinenrechnen. Eine Zusammenstellung der wichtigsten Erfahrungswerte aus der allgemeinen und angewandten Mechanik in ihrer Anwendung auf den praktischen Maschinenbau. 6. Aufl. Berlin 1907. Polytechnische Buchhandlung. Preis 2 ℳ.

Mechanik. Boerner, Frz. Belastungsanlagen und Formeln zur Aufstellung von Berechnungen für Baukonstruktionen. 2. Aufl. Berlin 1907. Ernst & Sohn. Preis 3,50 ℳ.

— Müller-Breslau, Heinr. Die graphische Statik der Baukonstruktionen. II. Bd. 1. Abtlg. 4. Aufl. Stuttgart 1907. A. Kröner. Preis 16 ℳ.

Metallbearbeitung. Dahl, Rud. Leitfaden zum Berechnen der Wechselräder beim Gewindeschneiden an der Leitspindeldrehbank. 9. Aufl. Berlin 1907. Pataky. Preis 1,50 ℳ.

— Nadolles Wandtafeln für Werkzeug- und Maschinenlehre (Metallbearbeitung). Berlin 1907. Spamer. Preis 5 ℳ.

Metallhüttenwesen. Hofmann, O. Hydrometallurgy of silver. London 1907. Hill Publ. Co. Preis 20,40 ℳ.

— Julian, H. F., und E. Smart. Cyaniding gold and silver ores. 2. Aufl. London 1907. Griffin. Preis 25,20 ℳ.

— Peters, E. D. Principles of copper smelting. London 1907. Hill Publ. Co. Preis 25,20 *M*.

Motorwagen und Fahrräder. Adams, W. P. Motorcar mechanism and management. 1. Tl.: The petrol car. 2. Aufl. London 1907. Griffin. Preis 6 *M*.

— Dissected model of a motor car. With a concise description of useful hints on the working parts and the method of starting and driving. London 1907. G. Philip. Preis 4,80 *M*.

— Fehrmann. Ueber Messungen an Kraftfahrzeugen. Vortrag. [aus Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes] Berlin 1907. L. Simion Nachf. Preis 3 *M*.

— Whitman, R. B. Motor car principles. London 1907. S. Appleton. Preis 6 *M*.

Papierindustrie. Praktische Papierkunde. Leipzig 1907. J. Mäser. Preis 4 *M*.

Physik. Müller-Pouillets Lehrbuch der Physik und Meteorologie. 10. Aufl. Braunschweig 1907. Vieweg & Sohn. Preis 15 *M*.

— Ruhmer, Ernst. Neuere elektrophysikalische Erscheinungen. 2. Aufl. Berlin 1907. Administration des Mechaniker. Preis 4 *M*.

Schiffs- und Seewesen. Mentz, Walt. Schiffskessel. Ein Handbuch für Konstruktion und Berechnung. München 1907. R. Oldenbourg. Preis 12 *M*.

Textilindustrie. Hartlebens, A., mechanisch-technische Bibliothek. 3. Bd.: Dornig, Herm. Die Praxis der mechanischen Weberei. 2. Aufl. Wien 1907. A. Hartleben. Preis 3 *M*.

— Sharp, Peter. Flax, tow and jute spinning. 4. Aufl. London 1907. Simpkin. Preis 6 *M*.

Wasserkraftanlagen. Garnett, W. H. Stuart. Die Schaufelmotoren. Wasser- und Dampfturbinen, Zentrifugalpumpen und Gebläse. Berlin 1907. W. Ernst & Sohn. Preis 6 *M*.

— Neeser, R., und R. Siegmund. Quelques problèmes tirés du domaine des turbomachines hydrauliques. Paris 1907. Ch. Béranger. Preis 4 *M*.

— Präsil, F. Die Bestimmung der Kranzprofile und die Schaufelformen für Turbinen und Kreiselpumpen. (Sonderdr.) Zürich 1907. Rascher & Co. Preis 0,80 *M*.

Werkstätten und Fabriken. Ballewski, Alb. Der Fabrikbetrieb Berlin 1907. Julius Springer. Preis 6 *M*.

— Urbahn, Karl. Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken unter Berücksichtigung der Heizungskosten sowie der Abdampfverwertung. Berlin 1907. Julius Springer. Preis 2,40 *M*.

Zementindustrie. Guidi, Camillo. Le costruzioni in beton armato. 2. Aufl. Turin 1907. Preis 3 *M*.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Kohlenersparnis bei der Schachtförderung in Erzgruben. Von Rietkötter. (Glückauf 23. Nov. 07 S. 1565/67*) Untersuchung der Betriebskosten für Erzgruben bei Förderung mit ein- und mehrstöckigen Förderkörben unter Zugrundelegung der Betriebsverhältnisse einer Siegerländer Grube.

Labour-saving appliances at Transvaal mines. Von Way. (Engng. 22. Nov. 07 S. 726/29*) Gesamt-Lageplan der Erzaufbereitung der Kleinfontain Co. Darstellung eines Gurtförderers mit drehbarem Ausleger zum Ablagern von taubem Gestein und Asche. Uebersicht über die erzielten Ersparnisse. Forts. folgt.

The Institution of Mechanical Engineers. (Engng. 22. Nov. 07 S. 703/04) Meinungsaustausch über den vorstehend erwähnten Vortrag.

Dampfkraftanlagen.

Versuch einer formelmäßigen Auseinanderhaltung des Reibungs- und Wirbelverlustes für Dampfdüsen. Von v. Pirquet (Z. f. Turbinenw. 20. Nov. 07 S. 482/86*) Der Verfasser unterscheidet Verluste durch sprunghafte Aenderung der Wandreibung, durch Unstetigkeit des Querschnittes, durch die Kegelform der Düse und durch die Gruppenänderung der Teilchen bei der Querschnittveränderung.

Generatorgasfeuerung bei Dampfkesseln. Von Waldeck. (Z. Dampfk. Maschbtr. 22. Nov. 07 S. 491/94*) Allgemeines über Generatorgasfeuerungen. Darstellung einer unwirtschaftlich arbeitenden Anlage, Ermittlung und rechnerischer Nachweis der Fehlerquellen, Vorschläge zur Verbesserung.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 31. Okt. 07 S. 256/59) Abnahmeversuche an der mit Gehre-Kesseln mit Ueberhitzern ausgerüsteten Kesselanlage der Rigaer Straßenbahn. Bei 9,7 at Kesselspannung und 230° Dampftemperatur sind 65,6 vH der zugeführten Wärme nutzbar gemacht worden. Forts. folgt.

An unusual coal and ash-handling equipment for a power station. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 513/15*) Die beiden Kesselhäuser von Armour & Co., Chicago, zwischen denen sich ein hochliegender Kohlenbunker von 400 t befindet, enthalten 13 mit Wanderrost ausgerüstete Stirling-Wasserrohrkessel. Aus den Eisenbahnwagen wird die Kohle durch einen Gurtförderer und ein Becherwerk dem Bunker und von hier mit Hülfe einer elektrischen Hängebahn den je 2 t fassenden Verteiltrichtern der Kessel zugeführt. Die Asche wird aus einem Kanal unter den Kesseln durch einen Ventilator abgesaugt und durch einen Wasserstrahl gelöscht.

Dampfturbine System J. Zvoniček. Von Zvoniček. (El. u. Maschinenb. Wien 24. Nov. 07 S. 909/12*) Mehrstufige Radialturbine mit Ueberdruckwirkung und einem Laufrad. Entwicklung der Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse. Ausführungen der Ersten Böhmisch-Mährischen Maschinenfabrik in Prag von 900 und 1100 PS bei 1500 Uml./min.

Eisenbahnwesen.

The Italian approaches to the Simplon tunnel. Schluß. (Engng. 22. Nov. 07 S. 705/08*) S. Zeitschriftenschau v. 10. Aug. 07. Die 65 km lange Strecke Arona-Borgomanero-Santhia für den Anschluß nach Turin und der Bau des 3,3 km langen Gattico-Tunnels.

Berner Alpenbahn. Die Dienstbahn von Frutigen nach Kandersteg. (Schweiz. Bauz. 23. Nov. 07 S. 261/67*) Die 14,5 km lange Bahn dient zur Zufuhr der Baumaschinen und der Stoffe zum Bau des Lötschbergtunnels. Sie hat 0,75 m Spurweite, 60 vT höchste Steigung und weist bedeutende Straßenüberführungen, Erd- und Felsanschnitte auf. Die zweiachsigen, gefederten offenen Güterwagen werden von einer 25 t-Lokomotive gezogen. Einzelheiten der Wegebauten.

A new all-steel passenger coach. (Iron Age 14. Nov. 07 S. 1379*) Der neue Wagen der Union Pacific Railroad Co. ist 20,7 m lang, 3 m breit, 3,4 m über Schienenoberkante hoch und faßt 78 Personen. Er ist mit elektrischer Beleuchtung sowie mit Dampfluftheizung versehen und wiegt 40,5 t.

Bestimmung von Bahnmotoren auf Grund der günstigsten Zahnradübersetzung. Von Gesing. (El. Kraftbetr. u. B. 23. Nov. 07 S. 648/51*) Mit Hülfe aufzustellender Schaulinien und Zahlentafeln wird derjenige Motor gewählt, der mit dem besten Wirkungsgrade die zweckmäßigste Fahrgeschwindigkeit einhalten kann.

Eisenhüttenwesen.

Qualitative Arbeit in der Stahlerzeugung und elektrisches Schmelzverfahren. Von Thallner. (Stahl u. Eisen 20. Nov. 07 S. 1677/86) Schematische und kritische Besprechung der Herstellung verfeinerten Stahles durch Verhüttung chemisch reinster Erze, durch Verbesserung des Arbeitsverfahrens bei Verwendung weniger reiner Erze und durch Reinigung von Abfällen der Eisenerzeugung. Schluß folgt.

Elektrische Induktionsöfen und ihre Anwendung in der Eisen- und Stahlindustrie. Von Engelhardt. Schluß. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1124/28*) Ofenschaltanlage des Kjellin-Ofens in Völklingen. Darstellung des Röchling-Rodenhäuser-Ofens. Uebersicht der Größen der bisher ausgeführten Oefen von Kjellin und Röchling-Rodenhäuser. Kraftverbrauch.

Neues in österreichischen Eisenhüttenwerken. Von Naske. Forts. (Stahl u. Eisen 20. Nov. 07 S. 1686/92*) Neuanlage des Eisenwerkes Trzynietz, bestehend aus einer elektrischen Hängebahn und einer Drahtseilbahn zum Beschicken der Hochöfen; Entschwefelanlage für Erze, Turbinengebläse, elektrisch betriebene Umkehrstraße der Hildegardhütte, Martinstahlwerk, Auslegerkran des Trägerlagerplatzes. Schluß folgt.

Rail mill practice and rail service. Von Abbott. (Iron Age 14. Nov. 07 S. 1380/84) Auszug aus einem Vortrag über die Herstellung der Schienen, die chemische Zusammensetzung des Schienenstahles und die verschiedenen Prüfverfahren. Besprechung des Verhaltens der Schienen im Betrieb und der aufgetretenen Schienenbrüche.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

A long plate girder bridge. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 522*) Bau der zweigleisigen Brücke der Lehigh Valley R. R. über den Susquehanna River bei Tonawanda. Die Brücke, die aus 14 Oeffnungen von 33 bis 39 m Spannweite besteht, ist ohne Gerüst mit Hülfe einer Verschiebebrücke gebaut worden.

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 *M* für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 *M* für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Six-tracking and reconstruction of the Harlem River branch of the New York, New Haven and Hartford R. R. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 506/09*) Darstellung des sechsgleisigen Ausbaues der bisher teilweise zwei- und teilweise viergleisigen Bahnstrecke, bei dem 2 Haltestellen neu angelegt und 11 umgebaut worden sind. Straßenkreuzungen sind auf der Südstrecke durch Bahnüberführungen und auf der tiefer liegenden Nordstrecke durch Straßenüberführungen vermieden; die 18,5 km lange Strecke enthält 56 Ueberführungen mit Oeffnungen zwischen 13,5 und 60 m Spannweite. Der Bronx-Fluß und die Pelham-Bai sind mit Scherzer-Klappbrücken überspannt.

The reconstruction of the anchor piers of the Poughkeepsie bridge. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 502/04*) Eingehende Darstellung der Verstärkung der zweigleisigen, 2050 m langen Auslegerbrücke über den Hudson bei Poughkeepsie. S. a. Zeitschriftenschau v. 22. Sept. 06.

Die Marienbrücke über den Wiener Donaukanal. Von Rosenberg. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 22. Nov. 07 S. 813/17* mit 1 Taf.) Die eiserne Brücke im Zuge der Rotenturmstraße wird 19 m breit und nimmt eine 11 m breite Fahrbahn und zwei 4 m breite Fußwege auf. Die 53,6 m weite Mittelöffnung wird von fünf vollwandigen Bogen mit Kämpfergelenken überspannt. Die daran anschließenden Uferarme sind 8,24 m lang. Darstellung der Brücke und Einzelheiten der Eisenkonstruktion. Schluß folgt.

Pont en acier et béton sur le Guindy maritime, à Tréguier. Von Noé. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 4 S. 34/52* mit 1 Taf.) Die eingleisige Brücke von 88 m Spannweite besteht aus einem 54 m weiten und 6,5 m hohen Dreigelenk-Parabelbogen aus Eisenkonstruktion, der von zwei eisernen Kragträgern gehalten wird. Die Fahrbahn und die Auflager der Kragträger bestehen aus Eisenbeton.

Eisenbahn-Ueberführungen in Eisenbeton. Von Hausamann. (Deutsche Bauz. (Beil.) 20. Nov. 07 S. 85/86*) Darstellung einer geraden Brücke mit 5 Oeffnungen, einer über zwei Gleisen freitragenden Gewölbebrücke, eines gewölbten Fußgängersteges mit einseitigem Treppenaufgang und einer Fußgänger-Ueberführung mit parabelförmigem Bogen. Schluß folgt.

Elektrotechnik.

Die Kraftübertragungsanlage Tofrehult-Westerrik in Schweden. Von Westerberg. (El. Kraftbetr. u. B. 23. Nov. 07 S. 641/45*) Deutsche Bearbeitung des in der Zeitschriftenschau vom 26. Oktober 07 erwähnten Aufsatzes in El. World.

Steam-driven transmission stations of the Societa Lombarda, of Milan, Italy. (El. World 9. Nov. 07 S. 917/20*) Zur Unterstützung mehrerer Wasserkraftwerke ist bei Castellanga ein Dampfkraftwerk errichtet worden, das zwei liegende 2400 KW-Dampfdynamos und eine 5000 KW-Brown-Boveri-Parsons-Turbodynamo enthält. Die Maschinen liefern Drehstrom von 11 000 V. Angaben über Dampfverbrauch und Stromverteilung.

Regelung von Repulsionsmotoren durch Bürstenverschiebung. Von Schnetzler. Schluß. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1128/30*) Stromstärke, Drehmoment, Wirkungsgrad, Leistungsziffer, Funkenbildung. Durchbildung des Motors.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 23. Nov. 07 S. 738/42*) Repulsionsmotoren von Thomson, van Depoele, Nipkow, Gutmann, Schuckert & Cie., Lundell & Johnson, Arnold (Wagner-Motor), Clark, Atkinson, The Langdon-Davies Electric Motor Co., Vogel, Eberhardt, Crompton & Co., Goldschmidt, Gurtzmann, Scott, Schüler. Forts. folgt.

Direct-current turbo-generators. Von Beyer. (El. World 16. Nov. 07 S. 964/68*) Konstruktionseinzelheiten von Maschinen mit Kommutatorpolen und Hülfswicklungen. Anordnung der Magnetwicklungen und der Bürsten. Berechnung der Verluste.

A phenomenon of revolving-field generators. Von Punga und Heß. (El. World 16. Nov. 07 S. 962/64*) Zwischen den Enden der langen Anker von schnellaufenden Wechselstrommaschinen treten zeitweise geringe Spannungen auf. Erklärung dieser Erscheinung.

Distribution and breadth coefficients of alternators. Von Stahl. (El. World 9. Nov. 07 S. 921/23*) Berichtigung der üblichen Formel für die Spannung von Wechselstrommaschinen.

Ueber relative Resonanz im Wechselstromkreis. Von Grünbaum. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1120/23*) Der Einfluß des in den Selbstinduktionsrollen vorhandenen Eisenkernes und ihres Ohmschen Widerstandes.

Verfahren zur Normalisierung von Edison-Stöpselsicherungen mittels geeigneter Meßlehren und Fräswerkzeuge. Von Hundhausen. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1119/20*) Darstellung des von J. E. Reinecker, Chemnitz, ausgebildeten Verfahrens.

Theoretisches und Praktisches über Abschmelzsicherungen. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1136/39) Meinungsaustausch zu dem in Zeitschriftenschau vom 11. u. 18. Mai erwähnten Vortrag. Schluß folgt.

Erd- und Wasserbau.

The Hauser Lake steel dam in the Missouri River near Helena, Mont. (Eng. News 14. Nov. 07 S. 507/09*) Der Damm besteht aus einem eisernen Gerüst, das eine aus flachen und gewölbten Platten gebildete schiefe Ebene stützt, deren Neigung $1^1/_2:1$ beträgt, Hierdurch soll die Sicherheit gegen Rutschen des Dammes auf dem sandigenUntergrund erhöht werden. Einzelheiten der Konstruktion.

Gasindustrie.

Bemerkungen über Bau von kleinen Gaswerken. Von Brandt. (Journ. Gasb.-Wasserv. 23. Nov. 07 S. 1057/63*) Grundstück und Gleisanschluß, Ofenanlage, Kühlung und Kondensation, Wäscher, Reinigeranlage, Druckregler, Gebäudeanordnungen, Bauart und Gründung der Gasbehälter, Gasbehälter- und Fabrikheizung, Wahl des Standortes des Gasbehälters, der Gasbehälter-Umschaltanlage und des Druckreglers, Umzäunung des Grundstückes, Rohrnetz.

La distribution du gaz d'éclairage dans la banlieue de Paris. Von Claudet. (Génie civ. 9. Nov. 07 S. 24/26* mit 1 Taf.) Die Société d'Éclairage, Chauffage et Force Motrice liefert Gas an 71 Gemeinden mit zusammen 1 Mill. Einwohnern. Die Gaslieferung hat im Jahre 1906 43 Mill. cbm betragen und wird für 1907 auf 50 Mill. cbm geschätzt. Der Verkaufpreis hat bei 6,8 Pfg/cbm Selbstkosten 12 Pfg/cbm für öffentliche und 12,8 Pfg/cbm für andre Zwecke für jede Verwendungsart betragen. Gaswerk in Gennevilliers, Rohrleitung und Einzelheiten der Rohrverbindung.

Installations pour l'épuration des gaz de hauts fourneaux, système Zschocke. Von Wolf. (Génie civ. 16. Nov. 07 S. 33/37* mit 1 Taf.) Darstellung von Zschockeschen Hochofengasreinigern und Kühltürmen an Hand von ausgeführten Anlagen in Deutschland.

Hebezeuge.

Die elektrischen Aufzugsteuerungen der Firma A. Kühnscherf jun. Von Klein. Schluß. (El. Kraftbetr. u. B. 23. Nov. 07 S. 645/48*) Vorrichtungen für die Drehstrom-Druckknopfsteuerung.

Hochbau.

A ten-story reinforced concrete building. (Eng. News 7. Nov. 07 S. 488/89*) Das von der Bernhard Gloeckler Co. in Pittsburg bezogene Geschäftsgebäude ist 48 m hoch, 30 m lang und 25 m breit und besitzt einen Wasserturm aus Eisenbeton von 113 cbm Fassung.

A concrete building for a chocolate factory. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 504/05*) Das aus Stampfbeton errichtete Fabrikgebäude von Gebr. Stollwerk in Stamford, Conn., hat Sägendächer und Deckenträger aus Eisenbeton. Darstellung von Konstruktionseinzelheiten und Belastungsproben des Sägendaches.

The German-American Insurance Building, New York. (Eng. Rec. 9. Nov. 07 S. 515/17*) Darstellung von Einzelheiten der Eisenkonstruktion und der Gründung des 20stöckigen, vom Sockel bis zum Dach rd. 84 m hohen Gebäudes.

Lager- und Ladevorrichtungen.

The Southern Railway's freight yards at Atlanta, Georgia. (Eng. News 7. Nov. 07 S. 495/96*) Güterschuppen mit einem runden Schuppen für 30 Lokomotiven, einem elektrisch betriebenen Pumpwerk von 50 PS und einer Bekohlanlage.

Ore handling plant at South Bethlehem, Pa. (Iron Age 14. Nov. 07 S. 1371/75*) Die auf den Gleisen der Philadelphia and Reading-Bahn ankommenden kubanischen Erze werden durch drehbare, für zwei Wagen bemessene Kipper mit elektrischem Seilantrieb in 250 t fassende Bunker entladen und von hier entweder unmittelbar zu den Hochöfen oder mit Hülfe einer 165 m langen Verladebrücke von 74 m Stützweite auf die Haufen befördert.

Maschinenteile.

Automobile change gears and their journals. Von Heß. (Am. Mach. 16. Nov. 07 S. 612/17*) Gesichtspunkte für die Konstruktion der Wechselgetriebe und ihrer Lager. Untersuchung der Beanspruchung der Wellen und Achsen.

Materialkunde.

Versuche mit alten Kesselblechen. (Z. Dampfk. Maschbtr. 22. Nov. 07 S. 489/91*) S. a. Z. 07 S. 1559. Die Société Anonyme John Cockerill hat Kesselbleche aus Bessemerstahl und Eisen, die 20 bis 30 Jahre im Betrieb gewesen waren und deren ursprüngliche Eigenschaften genau bekannt waren, mittels der Vorrichtung von Bauschinger untersucht. Zahlenmäßige und zeichnerische Zusammenstellung der Ergebnisse, die beweisen, daß das Feuer die Eigenschaften der Bleche nicht wesentlich geändert hat.

Ueber den Einfluß zusammengesetzter Spannungen auf die elastischen Eigenschaften von Stahl. Von Hancock. (Dingler 23. Nov. 07 S. 742/46*) Untersuchung von Stahlrohren von 25,4 mm äußerem und 23 mm innerem Dmr. auf Verdrehung und Zug und auf Verdrehung und Druck, sowie von Stäben von 38,1 mm Dmr. aus Nickelstahl auf Biegung und Verdrehung. Prüfeinrichtung. Zeichnerische und zahlenmäßige Zusammenstellung der Ergebnisse.

Deflocculated graphite. Von Acheson. (Journ. Franklin Inst. Nov. 07 S. 375/82*) Mit Gerbsäure behandelter Graphit ist in Oel und in Wasser löslich und schlägt sich nicht mehr nieder, wie dies beim Mischen mit Wasser nach kurzer Zeit geschieht. Diese Verbindung dient als schwer brennbares Schmiermittel. Versuchsergebnisse.



Mechanik.

Berechnung von eingespannten Gewölben. Von Jirasek. (Deutsche Bauz. Beil. 20. Nov. 07 S. 86/88*)

Meßgeräte und -verfahren.

Ein selbstzeigendes Vakuum-Meßinstrument. Von Berndt. (ETZ 21. Nov. 07 S. 1124*) Der Grad der Luftleere wird durch einen Draht gemessen, der von einem gleichbleibendem Strom bei gleichbleibender Spannung durchflossen wird und sich mit steigender Luftleere stärker durchbiegt.

Metallbearbeitung.

Elektrisches Schweißen und Härten. Von Bock. (Z. bayr. Rev.-V. 15. Nov. 07 S. 215/18*) Lichtbogen-Schweißverfahren und Widerstandschweißung. Darstellung der Schweißvorrichtung und des elektrischen Härtofens der A. E. G. Das elektrische Härtverfahren und seine Wirtschaftlichkeit. Vergleichende Kostenberechnung für das Härten von 100 Fräsern im Gasofen und im elektrischen Ofen.

A motor-driven lathe carriage. Von Riddell. (Am. Mach. 16. Nov. 07 S. 620/21*) Die Einstellung des sehr schweren und tief liegenden Schlittens mit der Hand ist durch den Antrieb mit einem Hauptstrommotor ersetzt, wodurch Zeit und Arbeit gespart wird.

Milling machines. (Engineer Supplement 22. Nov. 07 S. 1/20*) Allgemeine Uebersicht über die Entwicklung der Fräsmaschinen und Darstellung der Bauarten von Archdale, Armstrong-Whitworth, Butler, Cunliff & Croom, Craven Bros., Alfred Herbert, Hetherington, Hulse, Kendall & Gent, Muir, Richards, Smith & Coventry, Spencer, Tangyes, Webster & Bennett, Wilkinson, Ward und Parkinson.

Die-sinking and engraving-machines. (Engng. 22. Nov. 07 S. 709/11*) Die von Auty & Co. in London hergestellte Maschine dient zum Bearbeiten von Prägewerkzeugen für Münzen mit wellenförmigem Rand.

Metallhüttenwesen.

État actuel de l'industrie de l'aluminium. Von Pitaval. (Génie civ. 16. Nov. 07 S. 38/41*) Geschichtliches. Vorkommen und Zusammensetzung von Bauxit. Herstellung von Aluminium nach dem Bayerschen und nach dem elektrolytischem Verfahren. Kosten des letztgenannten Verfahrens.

Motorwagen und Fahrräder.

Motor-car Exhibition at Olympia. Forts. (Engineer 22. Nov. 07 S. 512/13*) Darstellung des Wagens mit Zwillings-Zweitaktmotor von R. Lucas sowie des Wagens der Birmingham Small Arms Co.

The Motor-car Exhibition at Olympia. Schluß. (Engng. 22. Nov. 07 S 721/22) S. Zeitschriftenschau v. 30. Nov. 07. Kurze Angaben über andre ausgestellte Wagen.

Automobilomnibusse und Lastwagen. Von Valentin und Huth. (Motorw. 20. Nov. 07 S. 969/76* mit 4 Taf.) Allgemeines über die Ergebnisse der neuesten Versuchsfahrt des Kaiserl. Automobil-Klubs und Erörterungen über die neueren Grundlagen der Wagenkonstruktionen im Anschluß hieran. Allgemeiner Aufbau. Forts. folgt.

Betrachtungen über den Bau von Zweitaktmotoren. Von Höflinger. (Motorw. 20. Nov. 07 S. 976/80*) Die Untersuchungen über die Arbeitsvorgänge in Zweitakt- und Viertaktmotoren führen zu dem Schluß, daß bei beiden Ventile oder vom Kolben gesteuerte Schlitze verwendet werden sollen, die am Ende des Auspuffhubes den Ausgleich mit der Atmosphäre herstellen.

Pumpen und Gebläse.

Allgemeine Gleichung für Zentrifugalpumpen. Von Busse. (Z. f. Turbinenw. 20. Nov. 07 S. 478/81*) Bestimmung des Zusammenhanges zwischen Druckhöhe, Förderleistung und Umlaufzahl bei einer ausgeführten Pumpe.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren. Von Blaeß. Forts. (Z. f. Turbinenw. 20. Nov. 07 S. 486/89*) S. Zeitschriftenschau v. 30. Nov. 07. Einteilung der Schleuderräder im allgemeinen. Forts. folgt.

Pumping engines and pumps for the Kidderminster water supply. (Engng. 22. Nov. 07 S. 714/15*) Die liegende Verbund-Dampfmaschine von 660 und 1016 mm Zyl.-Dmr. und 1219 mm Hub treibt mit Hülfe von zwei Kunstwinkeln zwei Gestängepumpen an, die aus einem Tauchkolben, einem Ventilkolben, einem Fußventil und dem rd. 12,5 m langen Pumpenrohr bestehen. Die von A. Barclay, Sons & Co. in Kilmarnock gebaute Maschine leistet 5,7 cbm/min gegen 72 m Druckhöhe bei 15 Uml./min.

The General Electric centrifugal air compressor. Von Moss. (Iron Age 14. Nov. 07 S. 1376/78*) Zusammenstellung der Abmessungen und Leistungen der einstufigen Kreiselgebläse für Drücke bis rd. 0,2 at. Zusammenhang zwischen Druck und Leistung.

Schiffs- und Seewesen.

H. M. Torpedo-boat destroyer »Mohawk«. (Engng. 22. Nov. 07 S. 722/23* mit 4 Taf.) Maschinen- und Kesselanlage sowie Ergebnisse von Versuchsfahrten des von J. S. White & Co. in East Cowes erbauten Turbinen-Torpedobootzerstörers, dessen Abmessungen mit denen des in Zeitschriftenschau v. 23. Nov. 07 unter »The new ocean going destroyers« erwähnten übereinstimmen. Das Dreischraubenschiff hat mit 757,3 Uml./min im Mittel 34,511 Knoten erzielt.

The Institution of Civil Engineers. Schluß. (Engng. 22. Nov. 07 S. 732/34) Ausführung von Hafen- und Dockbauten mit Eisenbeton als Baustoff. Schwimmdocks. Leuchttürme und Signalwesen. Ueberseekabel. Drahtlose Telegraphie. Zusammenfassung.

Straßenbahnen.

Some recent street railway track construction. (Eng. News 7. Nov. 07 S. 485/87*) Bettung der Straßenbahnschienen für schwere Wagen in Chicago, Indianapolis, Kansas City, Mo., und in Toronto, Canada.

Textilindustrie.

Electric driving in English spinning mills. Von Sington. (El. World 9. Nov. 07 S. 923/25) Gegenwärtiger Stand der Frage, Kostenvergleich zwischen elektrischem und Seilantrieb.

Étude sur le tissage des toiles de lin ou de jute. Von Woodhouse und Milne. Forts. (Ind. textile 15. Nov. 07 S. 425/28*) Anordnung der Kartenzylinder an den Webstühlen von Hattersley & Sons, Ltd. Webstühle mit zwei Kartenzylindern.

The manufacture of braid in the United States. Von Thun. Forts. (Text. World Rec. Nov. 07 S. 126/31*) Zweiläufige Klöppelmaschinen. Abbildungen von Mustern, die auf solchen Maschinen hergestellt werden.

A braiding machine on radically new principles. (Text. World Rec. Nov. 07 S. 139/42*) Darstellung einer von Wardwell und Parks erbauten Klöppelmaschine für schlauchartige Geflechte.

Unfallverhütung.

Report of the Transvaal Commission on the use of winding ropes, safety catches and appliances in mine shafts. Forts. (Eng. News 7. Nov. 07 S. 492/94* u. 14. Nov. S. 509/11) Erhaltung und dauernde Prüfung der Förderseile im Betrieb. Arten der Prüfung. Sicherheitsziffer. Befestigung des Seiles an der Last. Verläßlichkeit der Sicherheitsvorrichtungen in Förderschächten. Forts. folgt.

Wasserversorgung.

Ueber die besten Verfahren der Reinigung des Grundwassers von Eisen und Mangan. Von Többen. (Gesundhtsing. 16. Nov. 07 S 745/53 u. 23. Nov. S. 761/67) Besprechung der verschiedenen Enteisenvorrichtungen für Wasserwerke und Einzelbrunnen sowie ihrer Ergebnisse. Das am besten geeignete Verfahren muß von Fall zu Fall mit Rücksicht auf die chemische Bindung des Eisens ermittelt werden. Mangan kann durch längere Berührung des Wassers mit der Luft ausgeschieden werden.

Sand filtration of water supplies. Von Williamson. Schluß. (Engng. 22. Nov. 07 S. 708/09) Wirkungsweise der Sandfilter.

La construction d'un réservoir en maçonnerie de 22000 mètres cubes destiné à l'alimentation de la ville de Dinan (Côtes-du-Nord). Von Daubert. (Ann. Ponts Chauss. 07 Heft 4 S. 135/45*) Der überdeckte Sammelbehälter von 60,9 m oberem und 58,8 m unterem Dmr. bei 8,25 m Höhe ist in 1 km Entfernung 52 m über der Stadt errichtet worden.

The Rand Water Board plant and works. Forts. (Engineer 22. Nov. 07 S. 516/18*) Darstellung der dreiachsigen Dampfpumpmaschinen im Werk von Zwaartkopjes. Abmessungen und Versuchsergebnisse.

Werkstätten und Fabriken.

Power values for machine tools groups. Von Alford. (Am. Mach. 16. Nov. 07 S. 609/11) Versuche über den Kraftbedarf einer Anlage von rd. 2000 Werkzeugmaschinen mit Gruppenantrieb. Wiedergabe der Ergebnisse für 150 Maschinen.

Zementindustrie.

A plant for making white Portland cement and using producer gas for fuel. (Eng News 7. Nov. 07 S. 494/95) Herstellung des weißen Zements auf der neuen Anlage der Art Portland Cement Co. in Kimmell, Ind. Der mit Generatorgas betriebene Drehofen von 2,1 m Dmr. ist 30 m lang und liefert täglich 200 Faß. Der Gaserzeuger, Bauart Swindell, von 4 m Dmr. steht unter Flur des Ofenraumes; die Verbrennungsluft wird in Röhren in den Wänden der Verbrennungskammer vorgewärmt.

Zucker- und Stärkeindustrie.

Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Forts. (Dingler 23. Nov. 07 S. 746/49*) Selbsttätige, fortlaufend arbeitende Flüssigkeitswage von Leinert; Vorrichtung zum selbsttätigen Abmessen gleicher Gewichtmengen von Flüssigkeiten von Rak. Schluß folgt.



Rundschau.

Die neunte Hauptversammlung der Schiffbautechnischen Gesellschaft

am 25. und 26. November 1907.

Die Versammlung wurde durch den Ehrenvorsitzenden Se. königl. Hoheit den Großherzog von Oldenburg eröffnet, der zugleich mitteilte, daß die Gesellschaft die im vorigen Jahre für Verdienste um den Schiffbau gestiftete Denkmünze, und zwar in Gold, an Se. Majestät den Kaiser verliehen habe.

Der erste Vortrag des Ingenieurs M. H. Bauer über schnellaufende Motorboote gab zunächst eine allgemeine Uebersicht über die beim Entwurf der Bootkörper und Maschinen inbetracht kommenden Gesichtspunkte. Der Redner ging dann auf die Beziehungen zwischen Leistung und Gewicht des Motors und auf die Arbeitsverluste in der Schraube näher ein. Aus übersichtlich zusammengestellten Schaulinien ließ sich der Zusammenhang zwischen Umlaufzahl, Motorleistung, Bootgeschwindigkeit und Wirkungsgrad der Schraube gut erkennen.

Um die Bootgeschwindigkeit zu steigern, hat man außer der Erhöhung der Motorleistung noch ein andres Mittel, indem man nämlich die Konstruktionswasserverdrängung vermindert; einer Verminderung der Wasserverdrängung von 10 vH entspricht hierbei ungefähr eine Steigerung der Geschwindigkeit um 1,5 bis 2 km/st, wie aus Erfahrungen an schnellen Motorbooten erwiesen ist. Wenn man die Wasserverdrängung durch Verminderung des Motorgewichtes herabsetzen will, wird meistens der leichtere Motor eine höhere Umlaufzahl haben, wodurch dann wieder der Wirkungsgrad der Schraube ungünstiger wird. Hierdurch wird natürlich auch wieder die Geschwindigkeit beeinflußt. Die etwas unübersichtlichen Beziehungen dieser einzelnen Werte zueinander machte der Redner durch Schaulinien verständlicher. Hieran anschließend wurde eine Uebersicht über bemerkenswerte Bootmotoren, ihre Gewichte, Umsteuervorrichtungen usw. gegeben und zum Schluß die Vorzüge der Motorboote kurz beleuchtet.

Teilweise im Zusammenhang mit den Ausführungen des vorigen Redners stand der Vortrag des Direktors C. Schulthes über elektrisch angetriebene Schiffschrauben, insofern auch hier zunächst auf den Betrieb von Motorbooten eingegangen wurde. Der Vortragende schilderte an einigen Beispielen, wie weit man heute bereits den elektrischen Betrieb von kleineren Schiffen und Booten ausgebildet hat. Von neueren Ausführungen ist namentlich ein elektrisch betriebener Schlepper »Teltow« bemerkenswert, der ursprünglich für den Schleppdienst auf dem Teltow Kanal und den benachbarten Gewässern bestimmt war, ferner einige elektrisch betriebene Lastkähne zur Beförderung von Ziegeln. Diese Schiffe, die dem Verkehr in engen Wasserstraßen dienen sollen und daher nur geringe Geschwindigkeit haben, werden von einem im hinteren Fahrzeugende aufgestellten Elektromotor angetrieben, der von einer für rd. 100 km Fahrt ausreichenden Akkumulatorenbatterie gespeist wird. Als ein Fahrzeug, das seine eigene Ladestation mit sich führt, wurde kurz das zum Verkehr auf den Havelseen bestimmte Hausboot »Sommernachtstraum« beschrieben.

Der Vortragende wandte sich dann der Frage des elektrischen Antriebes für größere Schiffe zu, ging hierbei zunächst auf das von Diesel und del Proposto vorgeschlagene und bereits mehrfach angewandte Verfahren ein[1]) und beschrieb im Anschluß hieran einige Schiffsanlagen mit rein elektrischem Antrieb, worunter verstanden werden soll, daß die elektrische Kraft zunächst in einer in einem beliebigem Schiffsraum aufgestellten Motordynamo erzeugt und von hier dem auf der Schraubenwelle sitzenden Antriebmotor zugeleitet wird. Man spart hierbei die lange Wellenleitung und kann zugleich Schrauben mit höherem Wirkungsgrad anwenden, da die Umlaufzahl nicht von der zum Antrieb dienenden Maschine abhängig ist. Statt eines Explosionsmotors kann natürlich auch eine Dampfturbine zum Antrieb der Dynamo benutzt werden. Eine derartige Anlage wird in das von der deutschen Marine in Auftrag gegebene Berge- und Begleitschiff für Unterseeboote eingebaut. Das Schiff, dessen Schraubenwellen von zwei 600pferdigen Elektromotoren mit 200 Uml/min angetrieben werden, soll 11 bis 12 Knoten laufen. Die beiden Dampfturbinen für die Dynamos machen 2500 Uml./min. Die Schraubenmotoren werden von der Kommandobrücke gesteuert, so daß keine Befehlsübermittlung nach den Maschinenräumen notwendig ist. Der Vortragende ging zum Schluß seiner Ausführungen noch des nähern auf die Vorteile dieser neuen Antriebart für größere Schiffe ein.

In dem folgenden Meinungsaustausch, der sich auf beide Vorträge bezog, bemängelte Kommerzienrat Gotthold Sachsenberg die Vergleichswerte, die vom letzten Redner über Raddampfer mit Kolbendampfmaschinen und mit elektrischem Antrieb zusammengestellt waren. Generalsekretär Ragoczy wies auf die Vorteile hin, die der elektrische Antrieb der Binnenschiffahrt biete. Ingenieur Techel, Professor Laas und Ingenieur Meißner äußerten sich kurz zu dem Bauerschen Vortrage.

Den folgenden Vortrag hielt Marinebaurat Wellenkamp über ein neues Modellschleppverfahren, das vor allem den Vorzug großer Billigkeit hat. Der Redner benutzt ein Versuchsbecken, das nur 4- bis $4\frac{1}{2}$ mal so lang wie das zu schleppende Schiffsmodell ist. Letzteres schwimmt frei und wird von einem Gewicht, das durch einen dünnen Draht mit dem Modell verbunden ist, durch das Wasser geschleppt. Der Draht läuft über eine Trommel, auf deren Oberfläche durch einen Stimmgabel-Chronographen die Geschwindigkeit des Schiffsmodelles aufgezeichnet wird. Die Schwere des Gewichtes steht natürlich im Verhältnis zur Fahrgeschwindigkeit. Der Redner beschreb die Einzelheiten der Vorrichtungen und schilderte an Hand von Lichtbildern ihre Anwendung.

Ueber den Vortrag entspann sich ein lebhafter Meinungsaustausch, bei dem Baurat Dix die bisher üblichen Schleppverfahren verteidigte, während Geh. Marinebaurat Schwarz für den Vortragenden eintrat.

Am zweiten Versammlungstage wurden zunächst die geschäftlichen Angelegenheiten erledigt. Der Vorsitzende Geh. Regierungsrat Busley schlug vor, die nächste Sommerversammlung der Gesellschaft in Berlin abzuhalten, was in Hinsicht auf die von April bis Oktober 1908 hier stattfindende deutsche Schiffbauausstellung[1]) sei angezeigt.

Hierauf hielt Direktor O. Krell einen Vortrag über hydraulische Rücklaufbremsen, in dem er zunächst einige Meßverfahren zur Bestimmung der Geschoßgeschwindigkeit, der Rücklaufverhältnisse und des Druckes der Pulvergase im Geschütz beschrieb und sich dann zu einzelnen französischen und deutschen Konstruktionen von Rücklaufbremsen wandte. An Hand von zeichnerischen Darstellungen wurden die älteren Rahmen- oder Schlittenlafetten und die neueren Wiegenlafetten nebst den Bremsvorrichtungen erläutert und die Eigenschaften der Bremsen mit Hülfe von Geschwindigkeits- und Druckdiagrammen untersucht.

Der nächste Redner, Graf von Arco, schilderte in längeren Ausführungen die Fortschritte in der drahtlosen Telephonie. Von den verschiedenen, hierbei angewandten Verfahren wurden diejenigen der deutschen Telefunken-Gesellschaft genauer besprochen, bei denen die Schwingungen sowohl durch Funkenstrecken als auch durch Lichtbogen erzeugt werden. Die Gesellschaft hat auch mit dem letzteren Verfahren gute Erfolge erzielt. Zur Umsetzung der elektrischen Energie in ungedämpfte Schwingungen werden mehrere, in Reihe geschaltete Bogenlampen benutzt. Je mehr Energie ausgesandt werden soll, desto mehr Lampen werden erforderlich, und desto höher wird die Verbrauchsspannung: bei 6 Lampen 220 V Gleichstrom, bei 12 440 V und bei 24 Lampen 880 V. Die verwendeten Bogenlampen verbrauchen je 4 bis 7 Amp Stromstärke. Bei einem Versuch mit 8 Lampen von 5 Amp, also 2,2 KW Aussenderenergie, und einem 26 m hohen Mast konnte man auf 75 km Entfernung eine gute Verständigung erzielen.

Durch kinematographische Vorführungen unterstützt, gab Geh. Regierungsrat Prof. O. Flamm einen Beitrag zur Ermittlung der Wirkungsweise von Schiffsschrauben. Der Redner ging hierbei von den früheren in dieser Richtung gemachten Untersuchungen aus und nahm Gelegenheit, darauf hinzuweisen, daß die Wagnerschen Versuche[2]) insofern unter falschen Voraussetzungen angestellt seien, als hierbei angenommen war, daß es dasselbe wäre, wenn um eine feststehende

[1]) Vergl. a. Z. 1905 S. 892.

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 638.

[2]) Vergl. Z. 1905 S. 2043.

Schiffsschraube ein Wasserstrom umlaufe, oder als wenn eine umlaufende Schraube durch ruhiges Wasser fortbewegt werde.

Die Flammschen Versuche, für die nur geringe Mittel zur Verfügung standen, wurden in einem 9 m langen, 0,8 m breiten und 0,6 m hohen mit Glaswänden versehenen Becken angestellt. Darüber läuft in der Längsrichtung ein Wagen, der einen Gleichstrommotor trägt, von dem die ins Wasser des Beckens hineinragenden Versuchschrauben mittels Kegelradübersetzung angetrieben werden. Entgegen ähnlichen Versuchseinrichtungen wird also der Wagen durch die im Wasser arbeitende Schraube vorwärts bewegt, so daß hier Verhältnisse geschaffen sind, die sich der Wirklichkeit möglichst nähern.

Durch selbsttätige Vorrichtungen werden während des Betriebes der Weg des Wagens, die Fahrzeit und die Umlaufzahl der Schrauben gemessen; ferner werden die Kraft des Motors und die Energieverluste zwischen Motor und Schraube festgestellt. Aus diesen Werten läßt sich dann die Nutzleistung der Schraube ermitteln.

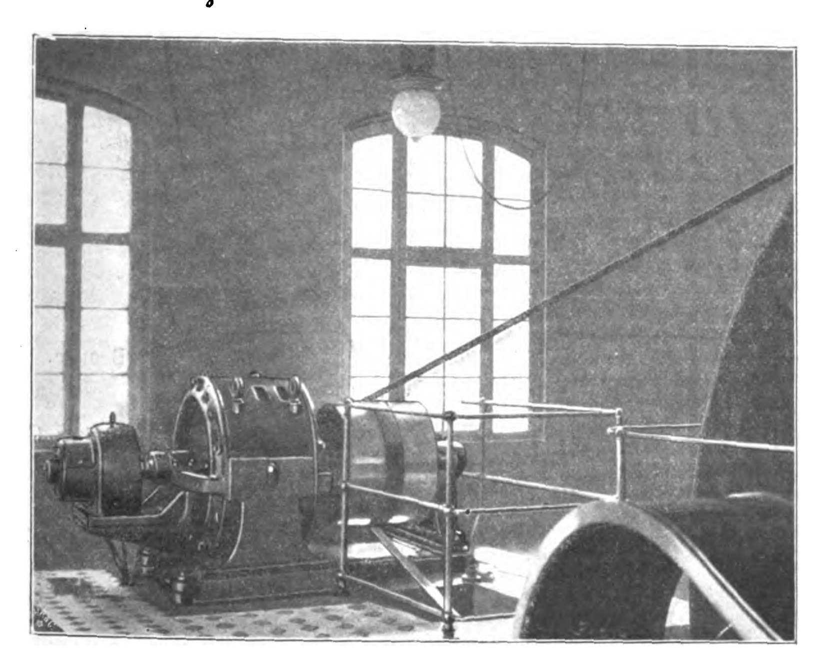
Außer diesen mechanischen Untersuchungen werden auf photographischem Wege die Bewegungserscheinungen im Wasser festgelegt. Der Redner führte eine Anzahl der hierbei gewonnenen Aufnahmen vor und erläuterte kurz die daraus zu ziehenden Schlüsse.

Der letzte Vortrag von Ingenieur L. Benjamin beschäftigte sich mit dem **Kentern der Schiffe beim Zuwasserlassen**. Der Redner führte den Nachweis, daß die transversale Stabilität, die ein Schiff im schwimmenden Zustande nach dem Stapellauf besitzt, nicht maßgebend für die Stabilität beim Stapellauf ist; denn hierbei sind außer der Höhenlage des Schwerpunktes, die ja allein für die Stabilität in der Schwimmlage maßgebend ist, noch verschiedene andre Punkte zu berücksichtigen, wie die Verschiebung des Gewichtschwerpunktes nach vorn, die Verschiebung des vordersten Unterstützungspunktes nach hinten und der Grad der Hellingneigung. Zur Klarstellung der Verhältnisse während des Stapellaufes wurde an einem Beispiel gezeigt, wie eine Stabilitätsberechnung hierfür am besten durchzuführen ist. Es läßt sich daraus erkennen, daß es gefährlich ist, ein Schiff beim Stapellauf durch künstliche Mittel zum Stillstand zu bringen; wo die Verhältnisse hierzu zwingen, müssen besondere Einrichtungen getroffen werden, die die Stabilität in jedem Punkte des Stapellaufes gewährleisten. Es wird sich ferner vornehmlich bei großen und wertvollen Schiffen empfehlen, durch vorherige Berechnungen die beim Stapellauf inbetracht kommenden Verhältnisse zu klären.

Die Eloesser-Kraftband-Gesellschaft, Charlottenburg, hat im Laufe dieses Jahres eine Reihe von **Antrieben** ausgeführt, bei denen statt der Riemen oder Seile **dünne Stahlbänder** verwendet werden, die entweder über blanke Scheiben laufen, oder über solche, die mit einem patentierten Reibbelag versehen sind. Einige Angaben enthält die untenstehende Zahlentafel.

Wie aus diesen Zahlen hervorgeht, erhalten die Bänder wesentlich geringere Breiten als gleich leistungsfähige Riemen. So ersetzt bei der unter Nr. 1 genannten Anlage, Fig. 1, das Stahlband von 100 mm einen Riemen von 600 mm Breite. Namentlich bei fliegend angeordneten Scheiben wird sich bei Verwendung von Kraftbändern nicht nur die Wellenlänge verringern lassen, sondern auch der Hebelarm, an dem die Resultierende aus den beiden Bandspannungen angreift. Der Stahlbandtrieb ist auch für sehr kleine Achsenabstände geeignet, so daß man Kraft- und Arbeitsmaschine sehr nahe zusammenrücken und an Grundfläche sparen kann.

Fig. 1. Stahlbandantrieb für 200 bis 250 PS.



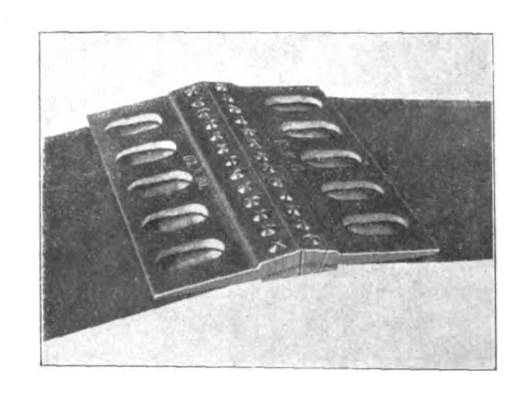
Nr.	Maschinenanlage	Scheibendurchmesser mm	Uml./min	Umfangsgeschwindigkeit m/sk	Breite und Dicke des Bandes mm
1	Dampfmaschine von 200 bis 250 PS, L. Sudicatis, Berlin	3650/790	150/685	27	100 × 0,5
2	Gasmotor von 125 PS, Elektrische Blockstation, Berlin	3220/920	186/640	31,5	100 × 0,5
3	Gasmotor von 60 PS, Elektrische Blockstation, Berlin	2800/605	180/840	26,5	65 × 0,3
4	Lokomobile von 50 bis 80 PS, Kopp & Co., Berlin	1100/1180	110/130	8,2	100 × 0,6

Die Bandenden werden durch ein Schloß, Fig. 2, verbunden, dessen innere Lasche nach der Rundung der kleineren Scheibe ausgearbeitet ist.

Da sich das Band im Betriebe nicht streckt, kann man es sofort mit der richtigen Spannung auflegen.

Auch die elastischen Verlängerungen sind natürlich sehr gering und der »scheinbare« Schlupf,

Fig. 2. Stahlbandschloß.



der dadurch entsteht, daß sich das Band beim Laufen über die getriebene Scheibe etwas verlängert, beim Laufen über die treibende Scheibe etwas verkürzt, beträgt bei richtig arbeitenden Bändern meist nur $^1/_{10}$ vH.

Breite, Stärke und Länge des Bandes werden nach einem von Reg.-Baumeister Eloesser ausgearbeiteten Verfahren für jeden einzelnen Fall bestimmt, da die verschiedenen Verhältnisse (Uebersetzung, Achsenabstand, Scheibendurchmesser, Umfangskraft, Geschwindigkeit usw.) sowohl den Bandquerschnitt als auch die Vorspannung beeinflussen. Die Laufgeschwindigkeit kann sehr hoch genommen werden; bei Versuchen, die Prof. Kammerer im Juni 1905 durchgeführt hat, betrug die Höchstgeschwindigkeit 61,5 m/sk.

Auf ähnlichem Grundgedanken aufgebaut wie die früher in dieser Zeitschrift [1]) beschriebene amerikanische Lichtpauseinrichtung, wird von der Dürener Fabrik präparierter Papiere in Düren, Rhld., eine **ununterbrochen arbeitende Lichtpausmaschine** in den Handel gebracht, die gegenüber der genannten amerikanischen Maschine den Vorteil hat, daß

[1]) Z. 1907 S. 398.

das den Transport des lichtempfindlichen Papieres und der Originalpause um die Belichtungstrommel vermittelnde durchsichtige Tuch als endloses Band ausgeführt ist, so daß sich Kopien in Rollen von sehr großen Längen herstellen lassen. Dieser Umstand macht die Maschine besonders geeignet für Rotationsphotographie, wobei die belichteten Bänder hinterher rollenweise fixiert und getrocknet werden können. Die Wirkungsweise der Maschine, Fig. 3, ist ohne weiteres verständlich. Das endlose Band von durchsichtigem Tuch wird um

Fig. 3. Lichtpausmaschine der Dürener Fabrik präparierter Papiere.

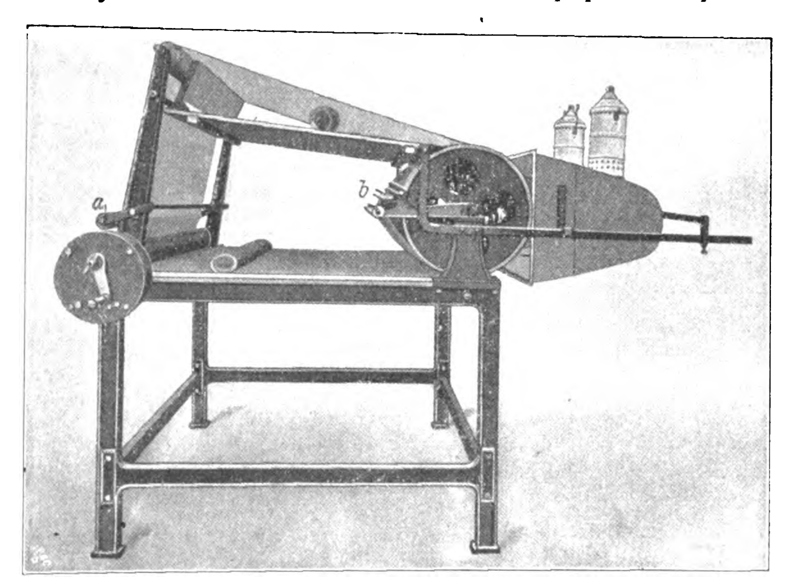
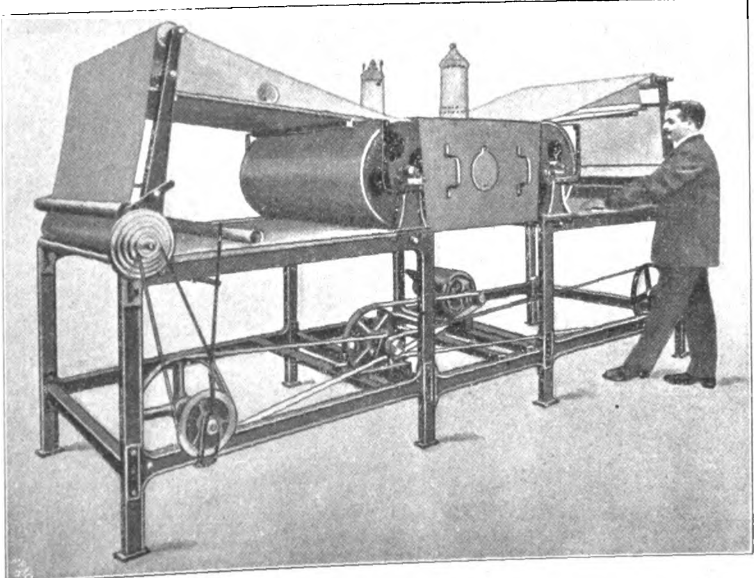


Fig. 4. Doppel-Lichtpausmaschine mit elektrischem Antrieb.

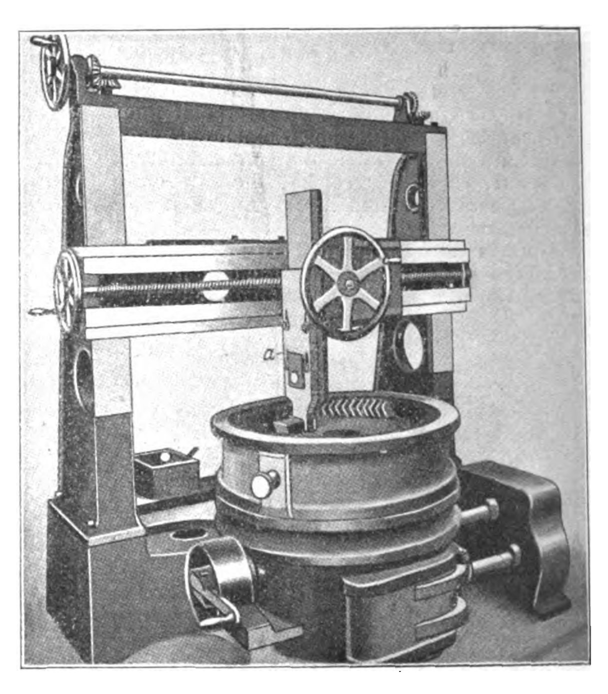


die Belichtungstrommel gelegt und durch eine Spannrolle *a* straff gehalten. Vor dem Auflauf ist es über einen Tisch geführt, der zum Aufgeben von Stückpausen dient; die belichteten Stücke werden dann auf dem oberen Tisch wieder abgenommen. Soll von Rollen gearbeitet werden, so werden sowohl die Originalpause wie das lichtempfindliche Papier in Rollenform auf Stützen gelegt, die bei *b* an der hinteren Seite der Belichtungstrommel liegen. Nach der Belichtung wird die Originalpause meist auf den Ablegetisch geführt, während das belichtete Papier zu einer bei *b* befindlichen weiteren Rolle geleitet wird, die an der Belichtungstrommel anliegt, so daß sich das Papier wieder selbsttätig zu einer Rolle aufwickelt.

Um die Lichtquelle besser auszunutzen, baut die Fabrik auch Doppelmaschinen, Fig. 4, für die sich Motorantrieb empfiehlt, während die einfache Maschine mit der Hand oder durch ein Uhrwerk betrieben zu werden pflegt.

Die Mesta Machine Co. formt ihre Zahnräder in einer mit der Hand betätigten Formmaschine ein, die in Fig. 5 dargestellt ist. Dabei dient zur Herstellung des Zahnkranzes nur ein Modell für den Zwischenraum zwischen 2 Zähnen, das mit Hülfe zweier Schlittenführungen wagerecht und senkrecht verstellbar am Kopf *a* befestigt ist. Der Drehtisch, auf dem der gußeiserne Formkasten ruht, wird durch Schnecke, Schneckenrad und Wechselgetriebe bewegt, und seine Bewegung kann entsprechend der Teilung der zu formenden Zähne genau eingestellt werden. Beim Formen wird das hölzerne Modell in die richtige Stellung gebracht, der Sand eingestopft und darauf das Modell bei Stirnrädern wagerecht, bei Kegelrädern nach oben zurückgezogen, dann der Tisch um eine Teilung weiter gedreht usw. Abgesehen davon, daß bei diesem Verfahren die Modellkosten stark vermindert werden, gewährleistet es infolge der Genauigkeit der Herstellung ein gutes Ineinanderarbeiten der Räder; es soll sogar — was aber wohl bezweifelt werden muß — das Schneiden der Zähne mit der Maschine ersetzen. Die Räder werden in Größen von 100 bis 4000 mm Dmr. auf 3 verschieden großen Formmaschinen hergestellt, und zwar Stirnräder, Kegelräder, Winkelzahnräder und

Fig. 5. Zahnräder-Formmaschine der Mesta Machine Co.



Schneckenräder aus Gußeisen, Stahl und Bronze. (Am. Mech. 28. September 1907)

Mit dem von der Fare River Shipbuilding Co. in Quincy, Mass., für die Southern Pacific R. R. Co. gebauten **Turbinendampfer „Creole“** sind vor kurzem von der Baufirma Probefahrten unternommen worden, deren Ergebnisse sehr zufriedenstellend waren[1]). Das für die Beförderung von 420 Fahrgästen und 3000 t Fracht eingerichtete Schiff ist 134 m über alles lang und 16,15 m breit und hat bei 7,5 m Tiefgang 10000 t Wasserverdrängung. Zum Antrieb dienen Curtis-Turbinen von rd. 8000 PS, die auf zwei Schraubenwellen arbeiten. Der Dampf wird mit 17,5 at in 10 Babcock & Wilcox-Kesseln von zusammen 2600 qm Heizfläche und 71 qm Rostfläche erzeugt.

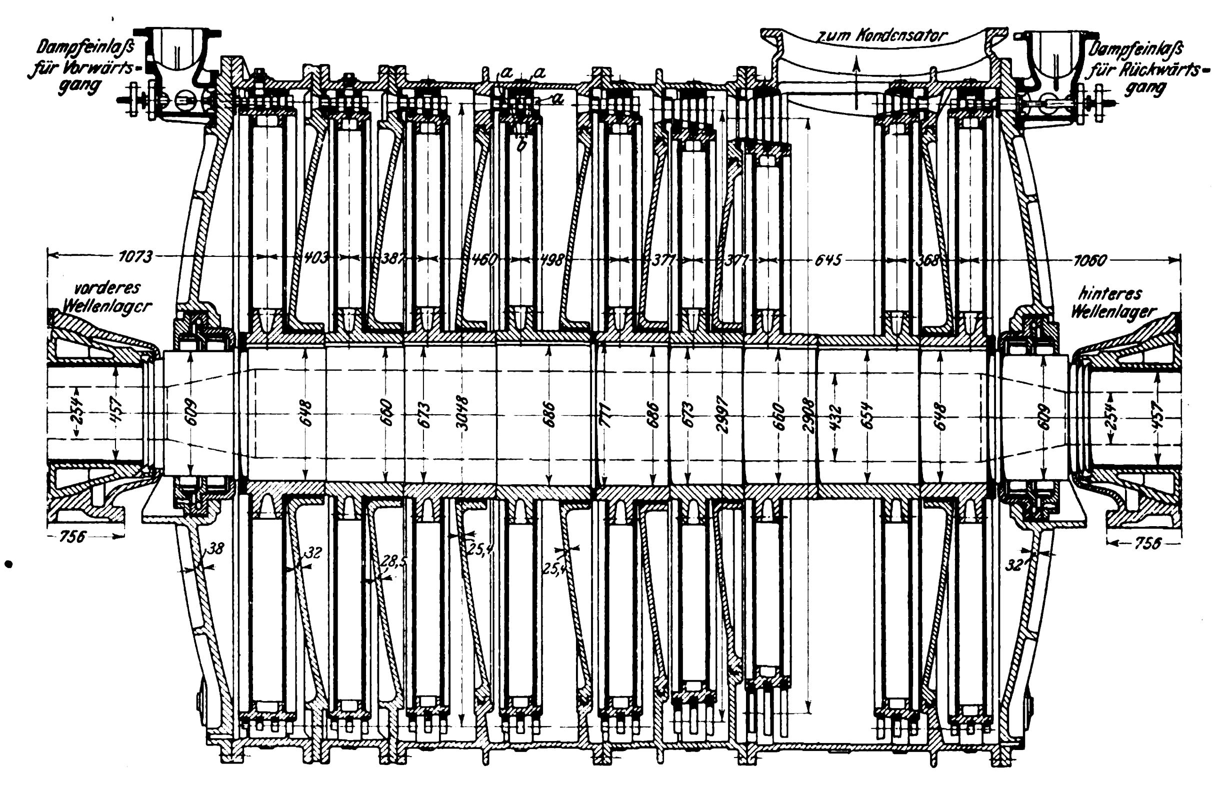
Auf jeder Schraubenwelle sitzen nur eine 7 stufige Vorwärts- und eine 2 stufige Rückwärtsturbine in einem gemeinsamen Gehäuse. Fig. 6 zeigt die Anordnung der Turbinen auf einer Welle und gibt zugleich die Hauptabmessungen; *a*, *a* sind die Laufräder, *b*, *b* die Leiträder. Die Wände zwischen den einzelnen Stufen sind für die drei ersten Stufen, dem höheren Dampfdruck entsprechend, aus Stahlguß, bei den übrigen Stufen aus Gußeisen hergestellt. Die auf die hohle Welle aufgekeilten Naben der Laufräder bestehen gleichfalls aus Gußeisen; mit ihnen sind die schmiedeisernen Radscheiben vernietet, die einen Kranz aus Stahlguß tragen. Die Turbinenschaufeln bestehen aus einer besondern Bronze.

Beim Vorwärtsgang strömt der Dampf in die erste Stufe durch 12 Düsen, die durch ebenso viele Ventile verschlossen werden können. Beim gewöhnlichen Fahren mit voller Kraft genügt es, wenn 9 dieser Ventile geöffnet sind, während

[1]) Journal of the American Society of Naval Engineers Aug. 1907.

bei angestrengter Fahrt der Dampf auch noch durch die drei andern Ventile zutritt. Die Zwischenstufen haben je 10 Düsen und 2 Ventile, die geschlossen werden, wenn mit mäßiger Geschwindigkeit gefahren werden soll. In die Rückwärtsturbinen strömt der Dampf durch 12 Düsen, von denen 6 ge-

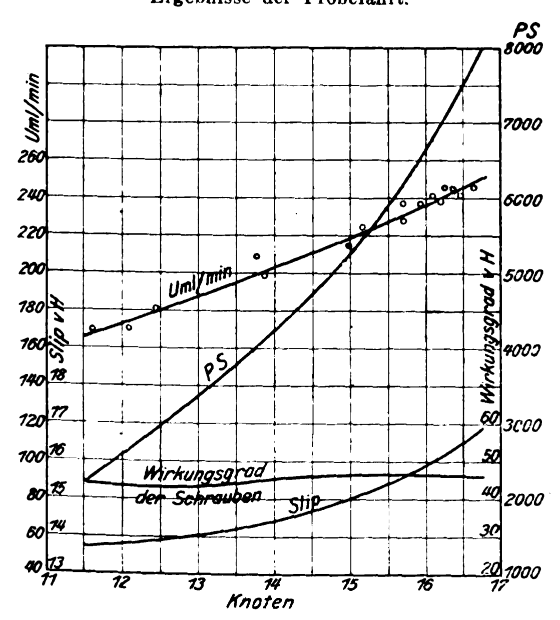
Fig. 6. Curtis-Turbine des Dampfers »Créole«.



schlossen werden können. Um der Expansion des Dampfes Rechnung zu tragen, ist der Düsenquerschnitt bei den einzelnen Stufen zunehmend erweitert und dementsprechend der Abstand der Leiträder voneinander verschieden, s. Fig. 6; auch die Länge der Leit- und Laufradschaufeln nimmt nach der Kondensatorseite zu.

Fig. 7.

Ergebnisse der Probefahrt.



Die mit den anfänglich benutzten Schrauben angestellten Versuchsfahrten waren nicht befriedigend. Es wurden dann neue dreiflügelige Schrauben von 3,3 m Dmr., 2,48 m Steigung und 3,34 qm abgewickelter Flügelfläche auf die Wellen gesetzt. Bei einer nun vorgenommenen vierstündigen Fahrt mit voller Kraft betrug die Geschwindigkeit über 16 Knoten. Die Ergebnisse dieser Fahrt, bei denen das Schiff eine Wasserverdrängung von 7390 t hatte, sind in Fig. 7 zusammengestellt. Die Turbinenleistungen wurden mittels eines Föttingerschen Torsionsindikators, der an der Backbordwelle angebracht war, ermittelt, wobei angenommen ist, daß beide Turbinen annähernd gleiche Leistungen ergeben. Auffallend ist der äußerst geringe Wirkungsgrad der Schraube; dies hat die Baufirma auch veranlaßt, Versuche mit noch andern Schrauben in Aussicht zu nehmen. Die Manövrierfähigkeit des Schiffes soll in jeder Beziehung den Anforderungen entsprochen haben. Der Kohlenverbrauch betrug bei der hier angezogenen Fahrt 6979 kg, wobei die Hülfsmaschinen eingeschlossen sind.

Die **Heizungen der französischen Eisenbahnwagen** sind in den letzten Jahren auf manchen Linien sehr gut durchgebildet worden, und zwar abweichend von den in Deutschland üblichen Hoch- und Niederdruck-Dampfheizungen. Die früher verwendeten Wärmflaschen sind fast auf allen Bahnlinien verschwunden. Die französische Nordbahn besitzt eine Warmwasserheizung ähnlich derjenigen unsrer Schlafwagen. Die Ostbahn hat eine Heizung mit einem Gemisch von Dampf und Luft nach den Vorschlägen von Lancrenon für ihr ganzes rollendes Material eingeführt. Der Dampf erhält einen Zusatz von etwa 10 vH Luft, die dem Hauptluftbehälter der Luftdruckbremse entnommen wird. Dieses Gemisch von Dampf und Luft hat die Eigenschaft, sich viel schwerer niederzuschlagen als reiner Dampf, so daß es auch bei langen Zügen möglich ist, am hinteren Ende des Zuges Druck in der Leitung zu erhalten.

Die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn verwendet eine Chlorkaliumlösung, die durch Hochdruckleitungen angewärmt wird. Ein Vorteil dieser Heizung ist der, daß die Wärme in den einzelnen Abteilen erheblich gleichmäßiger ist als bei einer reinen Dampfheizung.

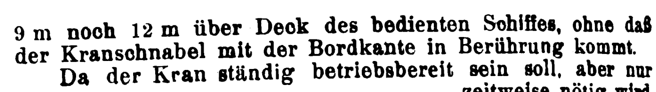
Eine ebenfalls vielfach angewendete Heizungsart ist die Heintzsche. Es ist dies eine Niederdruckdampfheizung, die sich dadurch selbsttätig regelt, daß die aus den Heizkörpern ausströmenden Dämpfe wieder mit angesaugt werden und hierbei durch ein Gefäß mit einem manometrischen Rohr streichen müssen. Je nach der Wärme der durchstreichenden Gase öffnet oder schließt das manometrische Rohr den Zutritt des Frischdampfes zu den Heizkörpern. Diese Heizung arbeitet außerordentlich sparsam, da keinerlei Dampfverluste entstehen. Unter Druck steht nur die Hauptleitung. Die Heintz-Heizung ist zuerst auf belgischen Bahnen und bei der französischen Südbahn eingeführt worden. Inzwischen sind alle Einzelteile durch Mitwirkung der Westinghouse-Gesellschaften wesentlich vervollkommnet. Auf Grund der günstigen Versuchsergebnisse mit dieser neuen Heintz-Westinghouse-Heizung rüstet die französische Südbahn ihre sämtlichen neuen Wagen mit dieser Heizung aus. Ebenso hat sich die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn, die bereits bei der annähernd gleichen

Wagenzahl diese Heizung eingebaut hatte, über 1000 weitere Wageneinrichtungen bestellt und sich grundsätzlich für ihre allgemeine Einführung entschieden; auch italienische, spanische und portugiesische Bahnen beginnen, ihre Betriebsmittel mit der Heintz-Westinghouse-Heizung auszurüsten.

Die **Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman**, Duisburg, Abteilung Hochfeld, hat kürzlich wieder einen von der Bauinspektion für das Zollausschlußgebiet und den Holzhafen in Bremen bestellten **Schwimmkran** abgeliefert.

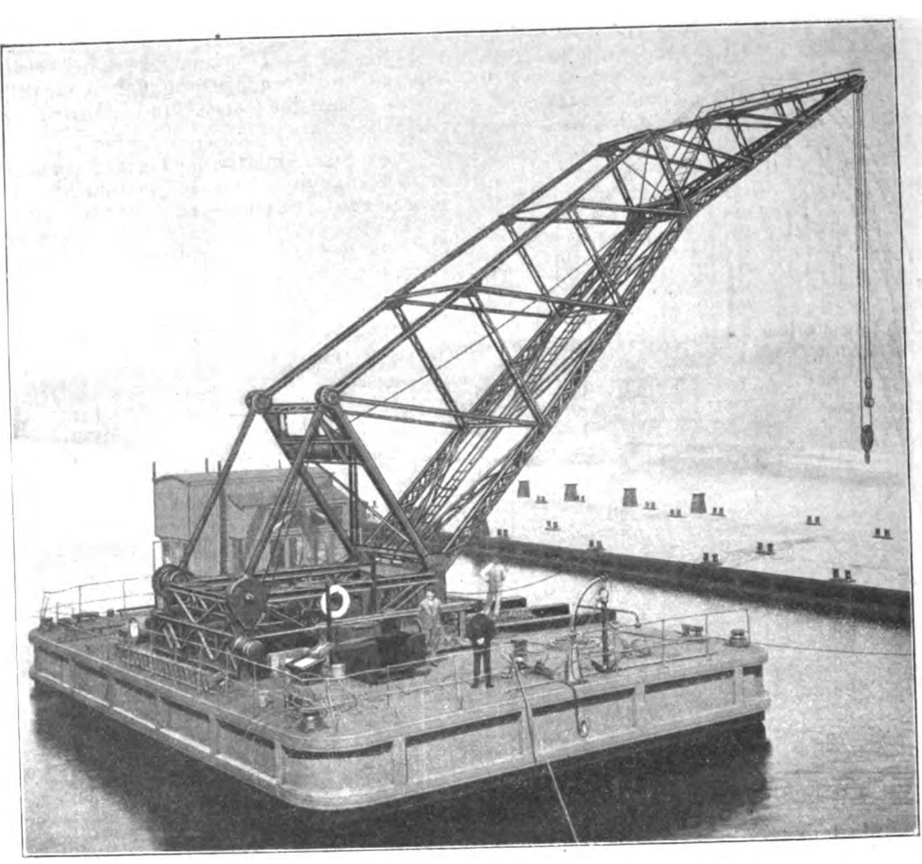
Das Krangerüst besteht aus einem winklig gekröpften, durch Spindelzug verstellbaren Wippschnabel, eine Bauart, wie sie von der Firma bereits mehrfach ausgeführt worden ist[1]).

Die Tragkraft des Kranes, s. Fig. 8 bis 10, beträgt 12,5 t bei 16,5 m und 10 t bei 20,5 m Ausladung, vom Auslegerdrehpunkt gemessen; der Ausleger reicht bei einer Bordhöhe von


9 m noch 12 m über Deck des bedienten Schiffes, ohne daß der Kranschnabel mit der Bordkante in Berührung kommt.

Da der Kran ständig betriebsbereit sein soll, aber nur zeitweise nötig wird, sind Benzinmotoren für sämtliche Antriebe verwendet.

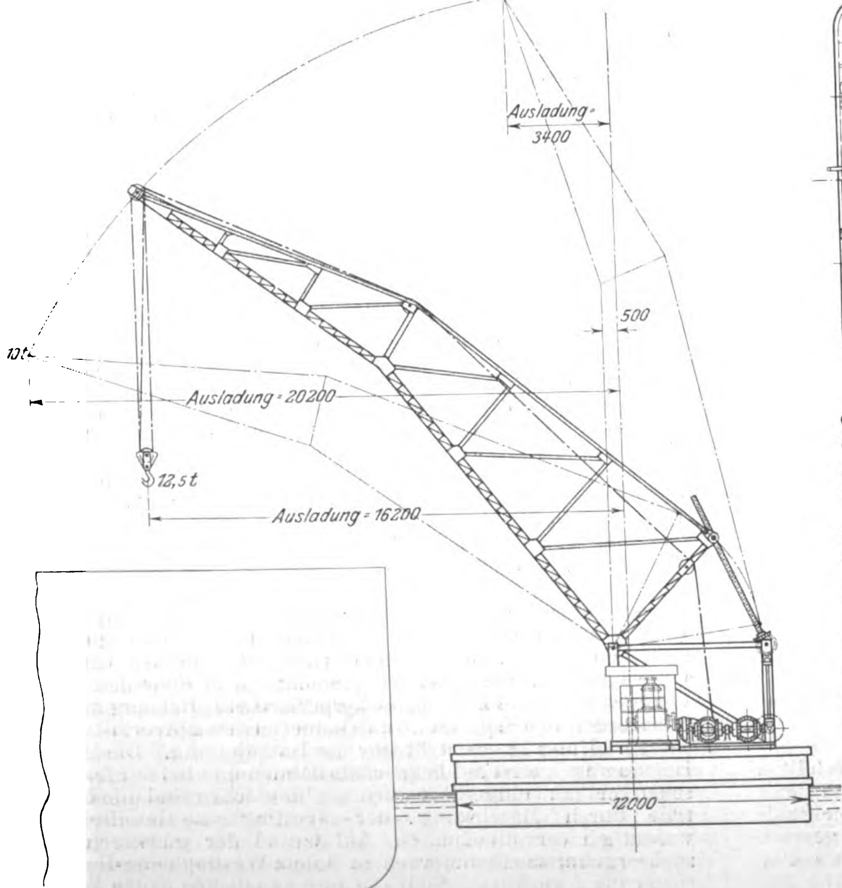
Fig. 8 bis 10.

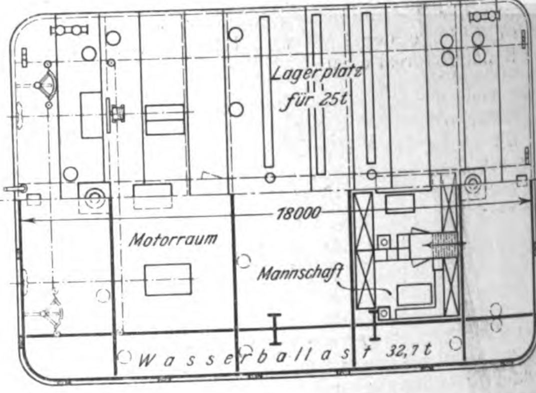


Der rechteckige Schwimmkörper ist 18,0 m lang, 12,0 m breit und seitlich 2,5 m hoch; der Boden ist im Vor- und Hinterschiff aufgezogen, und die Deckbalken haben 120 mm Bucht. Durch Quer- und Längsschotte sind 20 wasserdichte Abteilungen geschaffen; die Motoren zum Antrieb der beiden Schrauben und der Ballastpumpe stehen in zwei Räumen. Zur Aufnahme von Wasserballast dienen drei Abteilungen, während ein weiterer Raum als Kabine für die Besatzung eingerichtet ist.

Vor der Kranbrust sind auf Deck einige Balken verlegt, auf denen Lasten bis zu 25 t Gewicht und 7 m Breite aufgestapelt werden können. Die beiden Schiffsschrauben haben umsteuerbare Flügel und werden durch zweizylin-

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 148.





drige Motoren von 18 PS Leistung und 475 Uml./min angetrieben. Bei schwachem Winde beträgt die Fahrgeschwindigkeit des Kranes mit einer Last von 25 t an Bord 6 km/st.

Die Handräder zur Umsteuerung der Schrauben sind auf Deck neben dem Handsteuer für die beiden Balanceruder aufgestellt; daneben befinden sich auch die Handhebel zur Bedienung der zwischen Motoren und Schrauben eingeschalteten Reibkupplungen.

Die zur Förderung des Wasserballastes benutzte Kreiselpumpe von 3 cbm/min Leistung wird von einem 4 pferdigen Benzinmotor angetrieben. Im ungünstigsten Falle sind 32,7 t Wasserballast erforderlich, um das Gleichgewicht zu halten. Die Neigung des Kranes beträgt bei größter Last und voller Ausladung 4° 50'. Die Handräder für die Umschaltventile in der Ballastleitung sind im Führerhaus untergebracht.

Ein vierzylindriger Motor von 36 PS und 475 Uml./min treibt die Kranhubwinde an und verstellt den Kranschnabel; er arbeitet mittels Riemenvorgeleges auf die mit zwei Kegelrad-Wendegetrieben für die genannten Triebwerke ausgerüstete Hauptwelle

Die Kupplungen haben zylindrische Spreizringe mit Lösvorrichtung. Die sanfte und allmähliche Einleitung der Bewegung wird durch langsames Spannen des Treibriemens erreicht

Die Arbeitsgeschwindigkeiten sind:

Heben von Lasten bis 10 t . . 10 m/min
» » » » 12,5 t . . 8 »

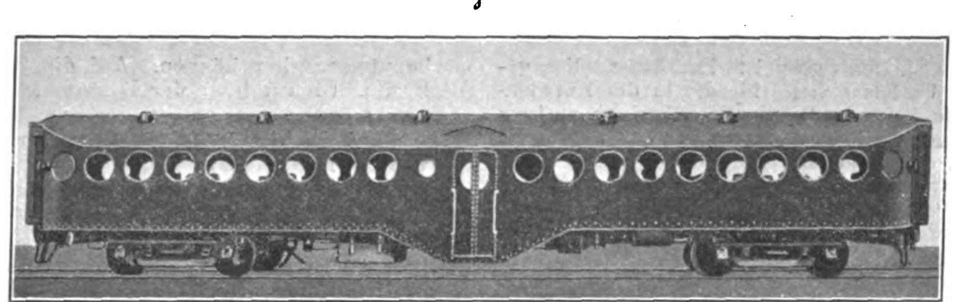
Das Verstellen des Auslegers mit Lasten bis zu 12,5 t dauert 7 bis 10 min, mit Lasten bis zu 2,5 t 5 bis 7 min.

Die Standsicherheit und Festigkeit des Kranes wurde für eine ruhende Last von 16 t bei 16,5 m Ausladung nachgewiesen; eine noch schärfere Probe für die Standsicherheit war ein Versuch, wobei eine in gleicher Ausladung angehängte Last von 12,5 t plötzlich vom Hakengeschirr gelöst wurde. Der Schwingungswinkel des Kranes nach hinten betrug hierbei 11°.

Der Schwimmkörper ist von den Nordseewerken A.-G. in Emden ausgeführt worden, die Benzinmotoren und Schiffsschrauben von der Gasmotorenfabrik Deutz.

Fig. 11 zeigt einen **neuen Eisenbahnwagen ganz aus Eisen**, der von der Union Pacific Railroad Co. in ihrer Werkstätte zu Omaha nach dem Muster ihrer zahlreichen Eisenbahnmotorwagen erbaut worden ist, und der bei aller Sicherheit gegen Zusammendrücken wesentlich leichter sein soll als alle bisher erbauten eisernen Personenwagen von gleicher Größe. Der im Innern 2,24 m hohe, 20,7 m lange und rd. 3 m breite Wagenkasten, der 78 Sitzplätze aufweist, ist an den Enden abgerundet, durch einen mittleren Vorraum mit zwei Abortabteilen in zwei gleiche Hälften geteilt und hat ein glattes halbrundes Dach ohne Laterne. Die Fenster mit Aluminiumrahmen von 610 mm Dmr. sind mit Gummiringen abgedichtet und können nach oben aufgeklappt werden. Der Wagen ist mit einer durch Achsdynamo und Akkumulatorenbatterie betriebenen elektrischen Lichtanlage und einer vom Dach her gespeisten Lüftanlage versehen, deren Leitungen an den Innenseiten des Wagens entlang geführt sind und Heizrohre enthalten. Das Untergestell besteht aus zwei I-Längsträgern von 305 mm Höhe, zwischen denen zwei schwere Stahlgußstücke zur Lagerung der Drehgestellzapfen befestigt sind. Die verhältnismäßig geringe Höhe der Längsträger erklärt sich daraus, daß die aus Blech von 3 mm Dicke und einem Gerippe von 76 mm hohen U-Eisen bestehenden Seitenwände einen Teil der Tragfähigkeit übernehmen. Der Wagen wiegt 40,5 t; die Ersparnis gegenüber früher ausgeführten ähnlichen Wagen soll 93 kg für den Sitzplatz betragen. (The Iron Age 14. November 1907)

Fig. 11.



Der **Verkehr auf der Sibirischen Bahn**[1]) ist im Jahre 1907 gegen die drei vorhergehenden Jahre erheblich zurückgegangen, da die Transporte an Truppen und Kriegsmaterial und die bedeutenden Rückförderungen im Jahre 1906 fortgefallen sind. Der Kohlenbezirk bei Irkutsk, der die östliche Hälfte der Sibirischen Bahn und einen Teil der Transbaikalbahn mit Kohlen versorgt, lieferte im Jahre 1906 noch rd. 1 Mill. t, während für 1907 nur 290000 t bestellt waren, wozu allerdings noch ein überschüssiger Holzvorrat kommt. Für 1908 wird für dieselben Bahnstrecken auf einen Kohlenverbrauch von 410000 t gerechnet. Die Bahnen, insbesondere die Transbaikalbahn und die Chinesische Ostbahn, arbeiten bei diesem geringen Verkehr wieder mit Verlust. Der Ausbau der Bahn soll indessen weitergeführt werden, zunächst durch Anlage des zweiten Gleises auf der rd. 1150 km langen Strecke zwischen Atschinsk und dem Baikalsee, auf der wegen starker Steigungen und scharfer Krümmungen die Züge bisher nur sehr langsam befördert werden konnten, und die durch das zweite Gleis der Leistungsfähigkeit der eingleisigen, aber ebenen westlichen Strecken angepaßt wird. Daß auch die Umgehungsbahn des Baikalsees zur Aufnahme des durchgehenden Verkehres zweigleisig ausgebaut wird, soll indessen ausgeschlossen sein, da die bisherigen zahlreichen Tunnel zu eng sind und ihre Erweiterung wegen der brüchigen Beschaffenheit des Gebirges nicht möglich ist. Dagegen will man die Beförderung über den See durch Einstellen eines zweiten stärkeren Eisbrecherdampfers vermehren. Der jetzige dient in der Regel nur zur Personenbeförderung und kann außerdem täglich in drei Hin- und Rückfahrten je 25 beladene Güterwagen überführen. Der Eisbrecher muß indessen zwei Monate im Jahre wegen zu starker Eisdecke stilliegen. Neben der Beschaffung eines neuen Eisbrechers plant man die Einrichtung eines Trockendockes in Listwenitschoje am Baikalsee und die Vergrößerung der dortigen Reparaturwerkstätten. (Nachrichten für Handel und Industrie vom 22. Nov. 1907)

Die vom Amerikaner Lamm erfundenen und vom französischen Ingenieur Francq im Jahr 1875 wesentlich verbesserten **feuerlosen Lokomotiven**[1]) haben nach einem Bericht von Guillery in der Zeitschrift für Kleinbahnen seitdem eine erhebliche Verbreitung gefunden. Während Lamm nur heißes Wasser in die Kessel seiner Lokomotiven einfüllte, wobei der erforderliche Dampfdruck nur schwer erreicht wurde, leitete Francq Dampf in die mit Wasser gefüllten Kessel und erzielte so bei 200° C 15 at Druck. Die Zylinderdurchmesser der feuerlosen Lokomotiven werden verhältnismäßig groß gewählt, damit sie noch bei niedrigen Dampfüberdrücken, bis 2 und selbst bis zu 1 at, betriebfähig bleiben. Die Leistung einer solchen Lokomotive von einer Füllung bis zur andern wird von dem im Kessel enthaltenen heißen Wasser abgegeben. Diese Lokomotiven eignen sich zwar nur für kleinere Leistungen, aber der Wegfall der Rauchbildung und der Feuersgefahr sowie die Sicherheit gegen Kesselexplosionen können unter Umständen ins Gewicht fallen. Bis zum Jahr 1894 hatte Francq bereits 142 Lokomotiven von 30 bis 50 PS für industrielle Werke und Straßenbahnen geliefert. Gegenwärtig beschäftigen sich in Deutschland A. Borsig in Tegel, Arnold Jung in Jungenthal bei Kirchen a. d Sieg und die Maschinenfabrik Hohenzollern in Düsseldorf-Grafenberg mit der Ausführung feuerloser Lokomotiven. Die letztgenannte Fabrik[2]) hat bereits 163 Stück abgeliefert, davon 41 für Straßenbahnen, die übrigen für gewerbliche Anlagen, ferner 71 Dampfschiebebühnen und 13 Koksausdrückmaschinen mit feuerlosen Kesseln gleicher Bauart. (Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 16. November 1907)

Von der **Leistungsfähigkeit der Unterwasser-Glockensignale** zeugt die folgende Mitteilung des Norddeutschen Lloyds. Der Dampfer »Kaiser Wilhelm II«, der mit einer Empfangvorrichtung für Unterwassersignale ausgerüstet ist, lag kürzlich in einer Entfernung von rd. 20 km vor Cherbourg mit gestoppten Maschinen, da die Einfahrt in den Hafen wegen der infolge Nebels völlig unsichtigen Luft zu gefährlich erschien. Er wurde von dem Tender »Willkommen« erwartet, der auf der Außenreede von Cherbourg vor Anker lag, um dem Personendampfer wenn möglich mit seiner Unterwasserglocke die Richtung zur Hafeneinfahrt anzugeben. In der Tat wurde an der Empfangvorrichtung des »Kaiser Wilhelm II« das Signal des Tenders vernommen, obgleich die Entfernung 24 km betrug. Sofort wurden die Maschinen in Bewegung gesetzt, und der Dampfer fand die Hafeneinfahrt mit alleiniger Hülfe der Glockensignale.

Die Verwendung von vollköpfigen **I-Schienen für Straßenbahnen** mit schweren Wagen an Stelle der üblichen Rillenschiene ist in verschiedenen amerikanischen Städten eingeführt worden. Im Betriebe der Straßenbahn in Kingston sind mit derartigen Schienen von 41 kg/m Gewicht gute Erfahrungen gemacht worden. Da die Schiene genau senkrecht belastet wird, hält sie sich länger in richtiger Lage als die meist schräg beanspruchten Rillenschienen. Die inneren Grenzsteine des Gleises enthalten die dem Radflansch entsprechende Aussparung. Bei dieser Gelegenheit mag darauf aufmerksam gemacht werden, daß bei den amerikanischen Straßenbahnen fast durchweg auch im Asphaltpflaster Grenzsteine

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 455.

[1]) s. Z. 1885 S. 56. [2]) Vergl. Z. 1902 S. 1739.

neben den Schienen verlegt werden, wodurch das Pflaster geschont wird.

An Hand des **Geschäftsberichtes der Pariser Stadtbahn für das Jahr 1906** ist in der nachstehenden Zahlentafel die Entwicklung des Unternehmens seit 1900 dargestellt, die als fortlaufend günstig anzusehen ist. Das rollende Material ist gegen den Stand zu Ende 1905[1]) um 22 Motorwagen und 31 Anhängewagen zweiter Klasse gewachsen, dagegen um 30 Anhängewagen erster Klasse zurückgegangen. Außerdem waren am 31. Dezember 1906 118 Motorwagen, 35 Anhängewagen erster Klasse und 37 Anhängewagen zweiter Klasse im Bau, wovon bis jetzt 47 Motor- und 17 Anhängewagen in Betrieb genommen worden sind. Die Energie für das am Ende des Jahres um 12,424 km auf 44,242 km gewachsene Netz wird gegenwärtig durch 6 vom Bahnkraftwerk Bercy und drei vom Kraftwerk in St. Denis gespeiste Umformerstellen geliefert. Eine weitere Umformerstelle für die in der Entwicklung befindliche Linie 5 ist im Bau. Die schon im vorigen Bericht erwähnte Frage der Tunnellüftung ist noch nicht zum Abschluß gekommen, da gegen den Einbau von Ventilatoren wegen der Zug- und Staubentwicklung Bedenken vorliegen. An zwei Haltestellen sollen ferner Versuche mit Paternosteraufzügen gemacht werden. (Elektrotechnische Zeitschrift 28. November 1907)

		1900	1901	1902	1903	1904	1905	1906
mittlere Betriebslänge	km	5,135	13,329	14,272	23,442	26,037	31,754	38,136
beförderte Personen		15 890 528	48 478 116	62 122 728	100 107 631	117 550 621	148 700 821	165 319 216
geleistete Wagenkilometer		3 561 723	11 443 410	14 615 968	29 049 561	32 293 494	32 374 035	42 475 295
beförderte Personen auf das Kilometer		3 178 105	3 729 085	4 430 195	4 348 151	4 421 177	4 692 334	4 334 991
Betriebseinnahmen	frs	2 695 326	8 348 285	10 761 678	17 290 839	20 348 955	25 705 948	28 753 348
Betriebsausgaben	»	1 070 382	4 031 496	4 561 334	7 577 061	8 779 645	11 353 482	12 562 773
Abgabe an die Stadt	»	906 411	2 778 246	4 578 623	5 693 281	6 672 541	8 396 906	9 400 011
Reingewinn	»	738 086	1 740 504	2 848 246	4 355 967	5 320 423	6 520 681	6 849 949
Reingewinn auf das Kilometer	»	143 741	130 589	199 568	185 818	200 104	202 927	194 932
Dividende	vH	3	6,2	6,2	6,2	8,2	8,2	8,2

Neuerdings wird darauf aufmerksam gemacht, daß die zum Teil schon ausgeführte **Südwestbahn in Deutsch-Ostafrika** dadurch an Bedeutung gewinnt, daß sie beim Abstieg nach dem Nyassa-See durch das **Kohlengebiet des Kiviraflusses** geführt werden kann. Die dort gefundene Kohle ist von der Geologischen Landesanstalt und Bergakademie in Berlin untersucht worden. Nach den Ergebnissen dieser Untersuchungen ist die Kohle zwar nur von mittelmäßiger Beschaffenheit, die Kohlenlager sollen indessen mächtig genug sein, um eine wirtschaftliche Ausbeutung zuzulassen, zumal wenn eine Beförderung nach Daressalaam möglich ist, wo für — allerdings gute — Bunkerkohlen 50 M/t gezahlt werden. (Glückauf 16. November 1907)

Das **metrische Mafs- und Gewichtsystem** ist in Dänemark durch ein Gesetz vom März dieses Jahres mit einer Uebergangfrist von 5 Jahren eingeführt worden. Das metrische System ist dann in allen europäischen Staaten mit Ausnahme von England und von Bulgarien mit Ostrumelien zugelassen, außerhalb Europas in den Republiken von Mittel- und Südamerika und in Aegypten; für Maße allein in Bulgarien mit Ostrumelien und neben dem englischen und russischen System in Rußland. Während in England wiederholte Anregungen auf Einführung des metrischen Systemes abgelehnt worden sind, ist in den Vereinigten Staaten das metrische Maß und Gewicht neben dem englischen seit einiger Zeit gesetzlich zugelassen, aber kaum in nennenswertem Maß in Uebung. In Japan gelten metrisches und englisches Maß und Gewicht, China hat für beides ein eigenes System. (Zeitschrift des Bayerischen Revisions-Vereines 15. November 1907)

Von der Werft Ferguson Brothers in Port Glasgow ist kürzlich der sehr leistungsfähige **Saugbagger »Lord Desborough«** erbaut und zu Wasser gelassen worden. Der Bagger ist zum Vertiefen einer rd. 300 m breiten Fahrrinne der Themse zwischen The Nore und Gravesend bestimmt und mit zwei Saugrohren ausgerüstet, mit denen er 130 cbm/st bei 21 m Wassertiefe fördern kann. Die große Fördertiefe ist erforderlich, damit der Bagger auch bei Flut zu arbeiten vermag. Die Rinne soll bei niedrigem Wasserstand rd. 9 m tief werden, wozu insgesamt 4,6 Mill. cbm zu fördern sind. Der Bagger ist rd. 100 m lang, 17 m breit und im Raum 7 m tief. Er ist mit zwei Antriebmaschinen, einer Pumpmaschine und zwei Dampfwinden zum Handhaben der Saugrohre ausgerüstet. (Engineer 22. November 1907)

Am 16. November d. J. ist die nach einem Entwurf des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten von der Gesellschaft Harkort in Duisburg errichtete **neue Glienicker Brücke** bei **Potsdam**, die an die Stelle des alten, aus den Jahren 1831 bis 1835 stammenden Schinkelschen Bauwerkes getreten ist, dem Verkehr übergeben worden. Die Brücke hat drei Oeffnungen, eine mittlere von 74 und zwei Seitenöffnungen von je 37 m Weite, die durch eine eiserne Brückenbahn von 22,5 m Breite so hoch überspannt werden, daß alle drei von der Schiffahrt benutzt werden können. Auf die Fahrbahn entfallen 13 m Breite. (Zentralblatt der Bauverwaltung 27. November 1907)

Bei Auckland, Neu-Seeland, wird eine **Eisenbetonbrücke** von 273 m Gesamtlänge und 44 m größter Höhe gebaut, deren 96 m weite Hauptöffnung bis heute die größte ihrer Art sein dürfte. Die Brücke erhält eine 7,2 m breite Fahrbahn und zwei 1,8 m breite Fußgängerwege.

Die **Anzahl der bis jetzt ausgeführten Mallet-Verbundlokomotiven in den Vereinigten Staaten** beträgt 50. Hiervon sind 25 bei der Great Northern Railway im regelmäßigen Betrieb, während die übrigen — 16 bei der Northern Pacific-, 5 bei der Great Northern-, 1 bei der Baltimore und Ohio- und 1 bei der Erie-Bahn — Schiebedienste leisten. (Engineering 22. November 1907)

Die **Marconi-Telegraphie über den Atlantischen Ozean**, und zwar zwischen den Stationen Glace Bay in Nova Scotia und Clifden in Irland, ist nach einer Mitteilung der Electrical World jetzt in regelmäßigem Betrieb. Am 18. Oktober sind nicht weniger als 14 000 Wörter telegraphiert worden. Ein Wort kostet 15 cts (63 Pfg) von amerikanischer und 13 cts (55 Pfg) von europäischer Seite.

Auf die **Handelssachverständigen bei den Kaiserlich Deutschen Konsularbehörden** wird vom Reichsamt des Innern in den »Nachrichten für Handel und Industrie«[1]) wiederholt hingewiesen und betont, daß ihre Aufgabe darin besteht, sich allen handelstechnischen und sonstigen unmittelbar praktischen Fragen der Förderung und Erweiterung des Absatzes der heimischen Ausfuhrerzeugnisse zu widmen. Sie sollen dem heimischen Handel und seinen nach dem Ausland entsandten Vertretern durch praktische Ratschläge die Wege weisen und ebnen, auf denen sich die Absatzbestrebungen der deutschen Industrie nach der jeweiligen wirtschaftlichen Lage erfolgreich betätigen können. Sie sollen auf die Gefahren aufmerksam machen, die dem deutschen Gewerbe etwa durch eigene Versäumnisse oder ausländischen Wettbewerb drohen, und über beachtenswerte Neuerungen, wie das Aufkommen neuer Rohstoffe, ihre Bearbeitung, neue Erfindungen, vervollkommnete Arbeitsverfahren, und sonstige bemerkenswerte Erscheinungen und Vorgänge berichten. Ebenso sollen sie die Aufmerksamkeit der ausländischen Abnehmerkreise auf die Leistungen und die Leistungsfähigkeit der deutschen Industrie hinlenken und die geltenden Bezugbedingungen und die günstigsten Bezuggelegenheiten bekannt machen. Solche Handelssachverständigen befinden sich bei den Generalkonsulaten in Buenos Aires, Rio de Janeiro, Shanghai, Kalkutta

[1]) Z. 1906 S. 2125.

[1]) Nr. 128 v. 25. November 1907.



Johannesburg, Sydney, Yokohama, St. Petersburg, Valparaiso, Konstantinopel, New York und bei dem Konsulat in Chicago. Ihre Amtssitze und Namen werden monatlich von den »Nachrichten für Handel und Industrie« veröffentlicht werden.

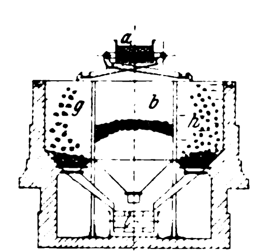
Aus den oben bezeichneten Aufgaben der Handelssachverständigen geht hervor, daß sie sehr geeignet sind, den deutschen Ausfuhrfirmen mit Unterweisungen über die verschiedensten Gebiete des Wirtschaftslebens im Ausland an die Hand zu gehen. Erfreulicherweise befinden sich unter ihnen schon einige Ingenieure, deren Berufskenntnisse für die meisten in Betracht kommenden Fragen geradezu unentbehrlich sind. Eine Vermehrung dieser Stellen und eine noch häufigere Berufung von Ingenieuren ist sehr zu wünschen.

Ende Juni 1908 wird in Paris der **erste Internationale Kongreſs der Kälteindustrie** stattfinden. Den Vorsitz hat der ehemalige Minister des Handels und der Kolonien André Lebon übernommen; Generalsekretär ist Ingenieur J. de Loverdo.

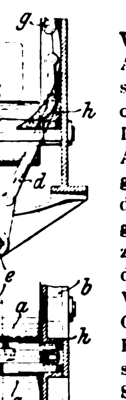
In allen Ländern der Welt sind bereits Vorbereitungen für den Kongreß getroffen worden. England hat einen Ausschuß von über 80 Mitgliedern gebildet, aus dem ein Arbeitsausschuß von 20 Mitgliedern gewählt worden ist. In Amerika vereinigen sich die 12 bestehenden Vereine und Verbände der Kälteindustrie zu einem Gesamtverband, der die Teilnahme am Kongreß in die Wege leiten wird. Italien, Rußland und noch etwa 15 andre Länder haben ebenfalls Ausschüsse gebildet.

Der deutsche Ausschuß ist am 5. November in einer Versammlung eingesetzt worden, zu dem, einem Wunsche der Pariser Zentralstelle entsprechend, der Verein deutscher Ingenieure eingeladen hatte. Den Vorsitz im Ausschuß hat Prof. von Linde, München, das Schriftführeramt Ingenieur Constanz Schmitz in Berlin übernommen. Dieser Ausschuß hat nunmehr die Vorbereitungsarbeiten für den Kongreß eifrig in die Hand genommen. Es werden Drucksachen an alle Interessenten der Kälteindustrie versandt, und es stehen solche auf Wunsch jedem zur Verfügung, der sich über die Arbeiten des Kongresses unterrichten möchte. Man wende sich hierfür an die Geschäftstelle des Ausschusses unter der Adresse: Constanz Schmitz, Ingenieur, Berlin NW 52, Calvinstr. 24.

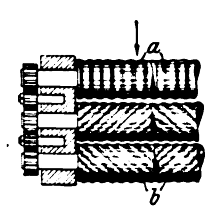
Patentbericht.



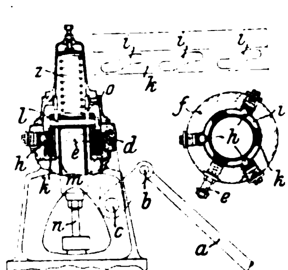
Kl. 1. Nr. 188474. Füllrumpf für aufzubereitende Kohle oder dergl. Hartung, Kuhn & Cie., Maschinenfabrik, A.-G, Düsseldorf. Das Aufbereitungsgut wird, mittels einer Siebanlage a nach Größe geordnet, verschiedenen Abteilungen bgh zugeführt, von denen die für die größeren Stücke mit Wasser gefüllt sind, um das Gut beim Einfüllen zu schonen. Ein mit mehreren Scheidewänden versehenes Becherwerk l bringt die einzelnen Sorten getrennt zur Wäsche.



Kl. 7. Nr. 187989. Kantvorrichtung für Walzwerke. Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath bei Düsseldorf. Die zwischen zwei Rollen a des Walztisches b angeordneten Winkelstücke c sind mittels der beiden Lenker d mit den auf der Welle e sitzenden Armen f gelenkig verbunden, die so zueinander gestellt sind, daß der jeweilig aufwärts gehende dem zugehörigen Lenker d eine größere Anfangsgeschwindigkeit gibt als der andre Arm f dem zugehörigen niedergehenden Lenker d. Hierdurch werden die inneren Scheitelpunkte der Winkelstücke c bei der Verdrehung über die Oberkante der Rollen a gehoben und so der Block vom Rollgang abgehoben und ohne wesentliche seitliche Verschiebung gekantet. Die Schenkel der Winkelstücke c führen sich mittels Rollen g in kurvenförmigen Leitbahnen h. Die Schwingwelle e wird durch das Auf- und Abwärtsschwingen des Walztisches b in der einen oder andern Richtung gedreht.

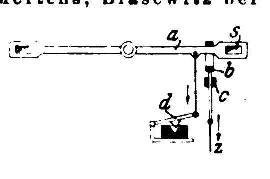


Kl. 7. Nr. 186082. Blechvorrichtmaschine. R. Aug. Wilke, Braunschweig. Die Maschine hat außer Walzen a mit ringförmigen Wellungen auch solche b mit schraubenförmigen, wodurch die Streckwirkung erhöht wird. Zweckmäßig werden die Wellungen so gewählt, daß sie bei der einen Walze eines Paares links- und bei der andern rechtsgängig sind.

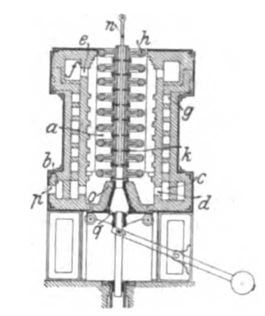


Kl. 14. Nr. 183046. Ventilsteuerung. F. Strnad, Schmargendorf bei Berlin. Die Exzenterstange a setzt durch ein Gestänge $bcde$ einen Ring f in schwingende Bewegung; dieser greift mit Kugeln h, die in halben Hohlkugeln gelagert sind, in Kurvennuten i eines Ringes k, der bei l, o gerade geführt und mit der Ventilspindel mn verbunden ist, wodurch das Ventil zwangläufig geöffnet und geschlossen wird. Die Feder z sichert nur das einseitige Anliegen der bewegten Teile.

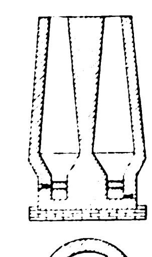
Kl. 18. Nr. 186588. Härten von Stahl. Zentralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen, Neubabelsberg. Das Härtbad besteht aus einem Schmelzfluß, dessen Hauptbestandteil Chlorbarium ist. Dieses wird für hohe Temperaturen ohne jeden Zusatz verwendet. Soll sein Schmelzpunkt herabgedrückt werden, so erhält es einen Zusatz von Chlorkalium.



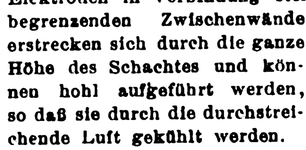
Kl. 20. Nr. 192010. Sandstreuer. G. Mertens, Blasewitz bei Dresden. Der den Sandkasten verschließende Schieber a wird durch den Fußtritt z mit dem Gestänge b bis an den Anschlag c gezogen, in welcher Lage die Oeffnung s nur zum Teil freigelegt ist. Bei Notbremsung wird durch den Elektromagneten d der Schieber noch weiter verschoben, so daß s ganz geöffnet wird.

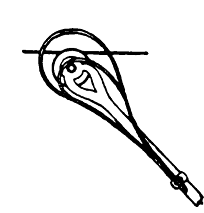


Kl. 18. Nr. 188192. Anwärmen von Scheibenrädern oder dergl. Ad. Wiecke, Düsseldorf. Die zu erwärmenden Scheibenräder h werden unter Zwischenschalten von mit Rändern und mit einem rechteckigen Schlitz versehenen Scheiben k auf eine Stange n gestreift und auf dieser in der Weise durch den Schachtofen a dem bei d austretenden Heizgas entgegengeführt, daß immer das unterste Rad von der Stange n, auf deren Bund es mit seiner Scheibe k ruht, durch entsprechendes Drehen der Stange n, die in einer bestimmten Stellung durch den Schlitz jeder Scheibe k herausgezogen werden kann, frei gegeben und durch Senken des beweglichen Bodens o aus dem Ofenraum herausbefördert wird. Die Ränder der Scheiben k und bei q eingeführte Kühlluft schützen die Naben der Räder h vor zu starker Erhitzung. Das Heizgas wird bei p in einen Ringkanal b eingeleitet, aus dem es in einen zweiten Ringkanal c und von hier mit der in den Kanälen g vorgewärmten Luft durch Oeffnungen d in den Ofenschacht a eintritt; bei e zieht die Abhitze in einen Sammelkanal f und von dort zum Schornstein.

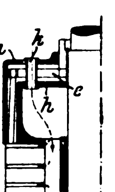


Kl. 21. Nr. 190680. Elektrisch beheizter Schachtofen. Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, Westeras (Schweden). Der Herd ist als eine hin und her gewundene, die geschmolzene Masse aufnehmende Rinne ausgebildet, deren Enden mit den Elektroden in Verbindung stehen, und die die Rinne begrenzenden Zwischenwände erstrecken sich durch die ganze Höhe des Schachtes und können hohl aufgeführt werden, so daß sie durch die durchstreichende Luft gekühlt werden.



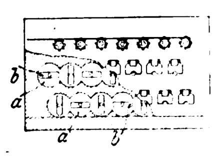


Kl. 20. Nr. 190458. Stromabnehmer. F. Wagner, Charlottenburg. An dem Ausleger sind mittels Rohrschelle zwei Stahldrahtbügel befestigt, die so nach oben und seitlich gebogen sind, daß sie den Fahrdraht der Rolle zuführen und selbst Hindernissen leicht ausweichen können.



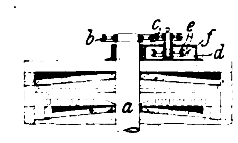
Kl. 21. Nr. 192018. Kühlung elektrischer Maschinen. Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerk A.-G., Frankfurt a. M. Die Kollektorfahnen e werden zwischen Abschlußdeckel i, h eingeschlossen, die mit Durchführungen k versehen sind, durch die die Luft zum Anker strömt. Dadurch soll verhindert werden, daß mitgerissene Staubteilchen zwischen den einzelnen Kollektorlamellen leitende Verbindung herstellen.

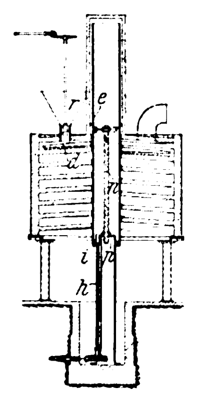




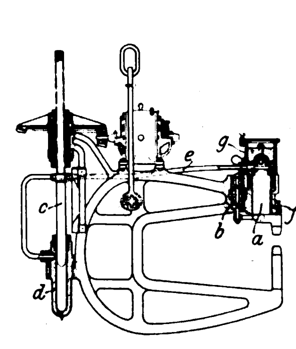
Kl. 40. Nr. 188020. Mechanischer Röstofen. Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Kalk bei Köln. Die muldenförmigen Kanäle *a* einer jeden Etage sind miteinander verbunden und zu einer einzigen Herdsohle vereinigt, die vollständig von den Röstgasen bestrichen wird, wohingegen das Röstgut in den einzelnen Röstmulden *a*, die es nacheinander zu durchlaufen hat, durch die Rührarme *b* in der Längsrichtung weiter bewegt wird.

Kl. 40. Nr. 186314. Mechanischer Röstofen. E. Wilh. Kauffmann, Köln. Die senkrechte Rührerwelle *a* erhält ihren Antrieb am oberen Ende durch ein Stirnräderpaar *b* und *c*; sie vermag sich beliebig auszudehnen, ohne mit dem Antrieb außer Eingriff zu kommen. Das treibende Stirnrad *c* ist in einem auf der Ofendecke befestigten Gehäuse *d* gelagert und wird unter Zwischenschaltung eines Schneckenradgetriebes *e* von einer ebenfalls auf der Ofendecke gelagerten, mit loser und fester Scheibe versehenen Welle *f* angetrieben.





Kl. 40. Nr. 188186. Mechanischer Röstofen. C. Pfaul, Dresden-Blasewitz. Die Röstsohle bildet eine schraubenförmige oder wendeltreppenartige Fläche; sie wird von Rührern *d* bestrichen, die sich bei ihrer Drehung der Röstsohle entsprechend auf- und abwärts bewegen. Sie sitzen an einer Hohlspindel *e*, die mit einer zentralen, in der feststehenden Mutter *p* sich führenden Gewindespindel *n* verbunden ist und von einem auf der senkrechten Welle *h* längsverschiebbaren Zahnrad *i*, das in die unten auf der Innenseite mit Zähnen versehenen Hohlspindel *e* eingreift, gedreht wird. Das bei *r* aufgegebene Röstgut wird durch die Rührer *d* allmählich nach unten gefördert.



Kl. 49. Nr. 186286. Hydraulische Niet-, Stanz- und Abschermaschine. Alb. Piot, Paris. Der Arbeitskolben *a*, welcher durch die Feder *b* selbsttätig in seine Anfangstellung zurückbewegt wird, wird durch den Tauchkolben *c*, mit dessen Zylinder *d* er durch das Rohr *e* verbunden ist, niederbewegt. Der richtige Arbeitshub wird von der Schraube *f* eingestellt. Um dem wechselnden Hub entsprechend eine sichere und dauernde Füllung des Zylinders zu erzielen, ist dieser mit einem abschließbaren Hülfsbehälter *g* verbunden, der zur Aufnahme oder Abgabe der überflüssigen oder erforderlichen Druckflüssigkeit dient.

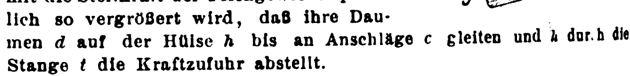
Kl. 47. Nr. 185252. Reibkupplung. Dresdener Bohrmaschinenfabrik A.-G. vorm. B. Fischer & Winsch, Dresden-A. Der zusammenfedernde, beim Verschieben der Ein- und Ausrückmuffe *b* durch Keilansätze *c* gespreizte und an die Hohlzylinderfläche des Kupplungsteiles *a* gedrückte Spreizring *e* läuft beim Leergang auf Kugeln *i*, die in federnd unterstützten Pfannen *h* in *e* gelagert sind und in Ringnuten *l* in *a* rollen, wodurch der Spreizring gut eingemittelt und beim Ausrücken nach innen gedrückt, sowie die auf unbeabsichtigtes Mitnehmen hinwirkende Reibung vermindert wird.

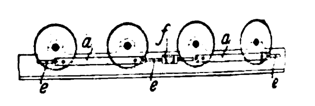
Kl. 40. Nr. 187457. Thermitverfahren. Th. Goldschmidt, Offene Handelsgesellschaft, Essen (Ruhr). Die Mischung wird aus einem Metalloxyd, welches das zu gewinnende Metall sein kann, und aus Silizium und Kalzium, und zwar entweder gemischt oder als Legierung zusammengesetzt. Kalzium muß in größerer Menge als Silizium genommen werden. Auch können andre Metalle zugesetzt werden, und zwar nicht nur solche, die, wie Aluminium und Magnesium, selbst an der Reaktion teilnehmen, sondern auch solche, die lediglich geschmolzen werden.

Kl. 49. Nr. 189366. Verstellbarer Versenkanschlag. Franz Kubusch, Zehdenick i. Mark. Eine auf dem Bohrer *a* befestigte Hülse *b* ist innen mit Gewinde versehen, in das ein über den Bohrer geschobenes Rohr *c* eingeschraubt und in seiner Höhenlage durch eine Gegenmutter gesichert wird. Das untere Ende des Rohres *c* trägt auf Kugeln gelagert einen Ring *d*, mit dem sich der Anschlag bei Erreichung der gewünschten Versenktiefe auf das Werkstück aufsetzt.

Kl. 60. Nr. 183087. Sicherheitsregler. Gutehoffnungshütte, Aktienverein für Bergbau und Hüttenbetrieb, Oberhausen (Rhld.). Die Fliehgewichte *g* schwingen vom Anlassen bis zur höchsten zulässigen Geschwindigkeit mit Schneiden *a* in Kerben a_1. Beim Ueberschreiten dieser Geschwindigkeit treffen Schneiden *b* in Kerbe b_1, wodurch der Hebelarm und somit die Stellkraft der Fliehgewichte plötzlich so vergrößert wird, daß ihre Daumen *d* auf der Hülse *h* bis an Anschläge *c* gleiten und *h* durch die Stange *t* die Kraftzufuhr abstellt.

Kl. 81. Nr. 191820. Antriebvorrichtung für Rollgänge. Benrather Maschinenfabrik A.-G., Benrath bei Düsseldorf. Um bei hintereinander liegenden Rollgängen Klemmungen in dem gemeinsamen Antriebgestänge zu vermeiden, ist das Gestänge aus Kurbelstangen *a* für je zwei Rollen und gelenkig damit verbundenen, durch Spannschloß *f* nachstellbaren Kuppelstangen *e* zusammengesetzt.





Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten**, die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **45. bis 47. Heft** erschienen; es enthält:

C. Bach: Versuche mit Eisenbetonbalken. (Zweiter Teil)

Der Preis dieser drei in einem Band vereinigten Hefte im Buchhandel ist 3 *M*. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können den Band für 1,50 *M* beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Gemäß dem Beschluß unserer 46. Hauptversammlung haben wir in dem Erdgeschoß unseres Hauses in Berlin, Charlottenstraße 43, für unsere Mitglieder

Räume zu Sitzungen und Zusammenkünften, eine Bibliothek, Lesezimmer usw.

eingerichtet; auch befreundeten Vereinen und Industriellen stellen wir diese Räume zu Ausschußsitzungen und geschäftlichen Beratungen gern zur Verfügung. Im Lesezimmer liegen zahlreiche technische Zeitschriften des In- und Auslandes aus; für Schreibgelegenheit, Fernsprecher usw. ist gesorgt.

Diese Räume sind werktäglich von 9 Uhr morgens bis 10 Uhr abends geöffnet. Unsere Mitglieder werden gebeten, ihre Mitgliedskarte bei sich zu führen, um sie gebotenenfalls vorzeigen zu können.

Wir laden zu reichlicher Benutzung dieser Räume ein und werden für Vorschläge zu Verbesserung der geschaffenen Einrichtungen dankbar sein.

Der Verein deutscher Ingenieure.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 50. **Sonnabend, den 14. Dezember 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

(hierzu Tafel 18)

Die Entwässerungsanlagen der Gemeinde Wilmersdorf.[1]

Von Stadtbaurat **Müller**, Wilmersdorf.

(hierzu Tafel 18)

I. Entwässerungsverhältnisse von Wilmersdorf vor der Neukanalisation.

Die natürliche Vorflut der Gemeinde Wilmersdorf bildete in früheren Jahren der »Schwarze Graben«, der in dem See- und Fenngelände von Wilmersdorf seinen Ausgang nahm und auf einem Umweg über Schöneberg wieder nach dem nördlichen Teile von Wilmersdorf zurückkehrte, um nach längerem Lauf durch Charlottenburg in die Spree zu münden. Die fortschreitende Bebauung machte die Beseitigung des unregelmäßigen Grabenlaufes zunächst auf Charlottenburger Flur und den Ersatz desselben durch einen den Straßenzügen des Bebauungsplanes angepaßten Kanal notwendig. Der deshalb zwischen den Gemeinden Charlottenburg und Wilmersdorf abgeschlossene Vertrag vom 13. Dezember 1888 räumte der Gemeinde Wilmersdorf als Gegenleistung für die Beseitigung der Vorflut auf Charlottenburger Flur das Recht ein, die Charlottenburger Entwässerungsanlagen bis zum 1. April 1905 zum Abführen ihrer Abwässer zu benutzen. Durch spätere Abmachungen wurde die Gültigkeitsdauer des Vertrages bis zum 1. Oktober 1906 verlängert.

Der Inhalt des Vertrages interessiert hier nicht weiter; es möge daraus zum Vergleich für die am Schluß angegebenen Kosten der eigenen Beseitigung und Reinigung der Abwässer nur erwähnt sein, daß Wilmersdorf an Charlottenburg für die Beseitigung der Abwässer bis zum 1. April 1905 für 1 cbm 0,04 ℳ, d. h. etwa 1,60 ℳ auf den Kopf und das Jahr, von diesem Zeitpunkt ab bis zum Ablauf des Vertrages 2,50 ℳ auf den Kopf und das Jahr zu zahlen verpflichtet war. Die genannten Beträge stellen lediglich das Entgelt für das Abpumpen der Wilmersdorfer Abwässer durch das Charlottenburger Hauptpumpwerk sowie für ihre Reinigung auf den Charlottenburger Rieselfeldern dar. Die nach Abschluß dieses Vertrages in Wilmersdorf seit 1889 bis zum Beginn der Neukanalisation im Jahre 1902 durchgeführte Kanalisation arbeitete nach dem Mischsystem, d. h. alle Schmutz- und Regenwässer wurden in gemeinsamen Kanälen abgeführt. Diese Lösung war seinerzeit, da Wilmersdorf in Entwässerungsfragen lediglich als Anhang von Charlottenburg zu betrachten war und diese Gemeinde nach dem Mischsystem kanalisiert wurde, nur natürlich.

Als das Wilmersdorfer Gebiet anfing, baureif zu werden, herrschte die Ansicht, daß es ein Villenvorort von Berlin mit weitläufiger Bebauung und großen Gartengrundstücken werden würde; nach diesem Gedanken und wohl auch aus nicht ganz richtig angebrachter Sparsamkeit wurden die Entwässerungsanlagen bemessen. Der Villencharakter kam jedoch nicht über den embryonalen Zustand hinaus; nach wenigen Jahren mußte mit einer großstädtischen Bebauung wie in Berlin selbst gerechnet werden. Da der Wilmersdorfer Hauptkanal, der »Schwarze Graben-Kanal«, außerdem noch als Vorflut für die Gemeinden Schöneberg und Friedenau dienen mußte, so ergab sich alsbald die Unzulänglichkeit der hergestellten Entwässerungsanlagen mit ihren kennzeichnenden Begleiterscheinungen, wie Ueberschwemmungen von Straßen, Höfen und Kellerräumen fast bei jedem Regenfall, sowie deren gesundheitliche Nachteile.

Diese Sachlage erforderte im Hinblick auf den bevorstehenden Ablauf des Entwässerungsvertrages mit Charlottenburg gebieterisch die Neukanalisation von Wilmersdorf.

II. Vorarbeiten für die Neukanalisation.

Die unleugbaren Vorteile, die das Trennsystem, d. h. die getrennte Abführung von Schmutz- und Regenwässern in besondern Kanälen, dem Mischsystem gegenüber besitzt, wenn das städtische Abwasser durch Pumpmaschinen beseitigt werden muß, ließen es bei Aufstellung des Entwurfes für die Neukanalisation von Wilmersdorf angezeigt erscheinen, zunächst durch vergleichende Kostenüberschläge zu ermitteln, ob das bisherige Entwässerungssystem unverändert weiter durchzuführen oder ob unter Umwandlung und Ergänzung der bestehenden Entwässerungsanlagen dem reinen Trennsystem der Vorzug zu geben sei, oder schließlich, ob in den bereits ausgebauten Teilen von Wilmersdorf das bestehende Mischsystem beizubehalten, in den noch auszubauenden dagegen das Trennsystem einzuführen sei. Von einschneidender Bedeutung für diese Kostenvergleiche war die Bestimmung der Aufsichtsbehörde, daß bei gemeinschaftlicher Abführung aller Abwässer, also bei weiterem Ausbau des Mischsystemes, die Anlagen zur Beseitigung und Fortschaffung der Abwässer, d. h. also das Pumpwerk und die Druckrohrleitung, für eine achtfache Verdünnung der größten Schmutzwassermenge zu bemessen waren. Ließ diese Forderung die allgemeine Durchführung des Trennsystemes als erstrebenswert erscheinen, so war anderseits auch darauf Rücksicht zu nehmen, daß die inneren Entwässerungsanlagen von sämtlichen bereits bebauten Grundstücken nach dem Trennsystem hätten umgelegt werden müssen. Die Rücksichtnahme auf Mieter und Ver-

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Gesundheitsingenieurwesen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

mieter ließ einen derartigen Eingriff auch nur in Kellerräume, Höfe usw. als eine möglichst zu vermeidende Maßnahme erscheinen. Diese Vergleiche und Erwägungen führten schließlich zu dem auch zur Ausführung gelangten Vorschlag, in bereits bebauten Straßenzügen das Mischsystem bestehen zu lassen, dagegen in noch wenig oder gar nicht bebauten Teilen das Trennsystem durchzuführen. Nach vollem Ausbau des Gemeindegebietes werden etwa 205 ha oder 25 vH nach dem Mischsystem und 615 ha oder 75 vH nach dem Trennsystem entwässert werden.

Der Einfluß des Kanalisationssystemes auf die Anlage zur Beseitigung und Fortschaffung der Abwässer, also auf Pumpwerk und Druckrohrleitung, läßt sich daraus beurteilen, daß bei Durchführung des Mischsystemes in Wilmersdorf im Höchstfalle 4800 ltr/sk hätten abgepumpt werden müssen, während dies nach dem jetzt zur Durchführung gebrachten System auf 1650 ltr/sk, also etwa den dritten Teil, herabgemindert wird. Hätte das Trennsystem auf das ganze Gebiet von Wilmersdorf ausgedehnt werden können, so würde sich die Höchstmenge sogar auf 600 ltr/sk ermäßigt haben.

Die aus den eben genannten Werten gezogenen Folgerungen für die Bau- und Betriebskosten rechtfertigen die Wahl des zur Durchführung gelangten Entwässerungsystemes.

III. Das Kanalnetz.

A) Regenwasserkanäle.

In dem bereits erwähnten, zwischen den Gemeinden Charlottenburg und Wilmersdorf im Jahr 1888 abgeschlossenen Vertrage waren der Gemeinde Wilmersdorf 4 Wege durch Charlottenburger Gebiet für die Abführung der Regenwasser nach der Spree oder dem Landwehrkanal freigestellt worden. Der günstigste und deshalb auch gewählte Weg für den Regenauslaß führt durch die Joachimsthaler Straße und das Hippodrom nach dem Unterwasser des Landwehrkanales. Das hier 2,15/3,30 m weite Kanalprofil ist zur Entwässerung des rd. 460 ha großen Nordbezirkes von Wilmersdorf bestimmt und vermag 11,0 cbm/sk, d. h. rd. 24 sk-ltr/ha, abzuführen. Es gabelt sich an den Kreuzungen der Lietzenburger Straße mit der Fasanenstraße und der Emser Straße in 3 Hauptsammelkanäle. Der zunächst abzweigende Hauptsammelkanal führt im Zuge der Fasanen- und Landhausstraße sowie der Kaiserallee in das Gebiet des Ortsteiles Wilmersdorf-Friedenau; der zweite Hauptsammelkanal im Zuge der Lietzenburger, Emser, Sächsischen und Mannheimer Straße schließt das Gebiet des »alten Ortes« auf, während der dritte Hauptsammelkanal im Zuge der Lietzenburger und Xantener Straße sowie des Kurfürstendammes den Anschluß des Ortsteiles Halensee vermittelt. Von diesen Hauptsammelkanälen verästeln und verzweigen sich die Regenkanäle über die übrigen Straßenzüge des Nordbezirkes von Wilmersdorf.

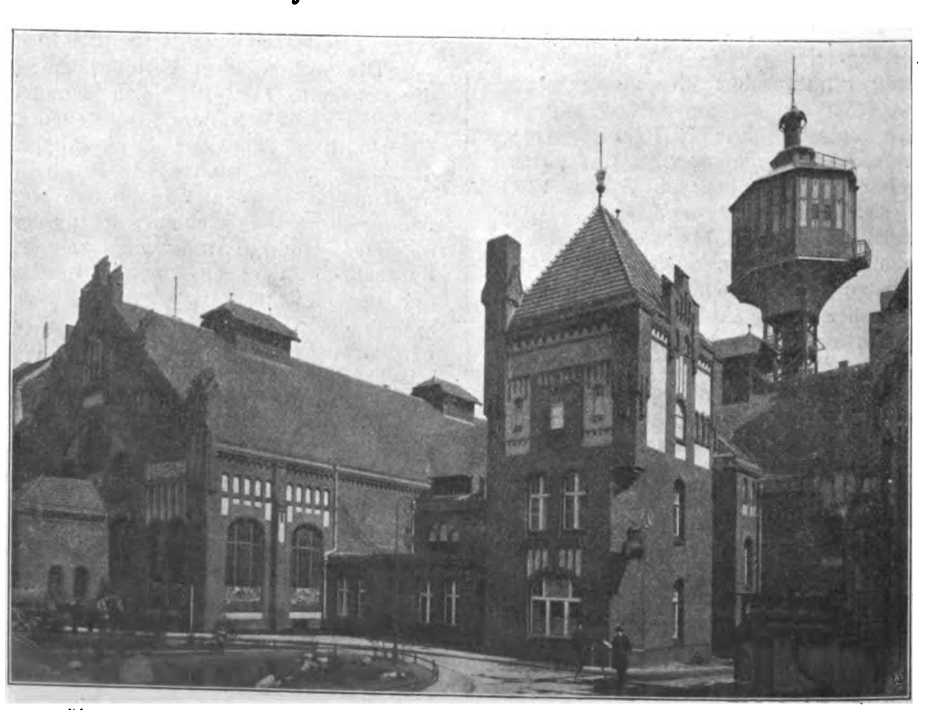
Der 360 ha große, noch unbebaute Südbezirk von Wilmersdorf soll das Regenwasser nach einem in Ausführung begriffenen Aufhaltebecken abführen, das 68000 cbm Regenwasser aufspeichern kann. Diese sonst im allgemeinen nicht übliche Lösung war im vorliegenden Fall durch die örtlichen Verhältnisse angezeigt, da ein etwa 800 m langer und 120 m breiter Sumpfstreifen im Fenn, in welchem der tragfähige Baugrund an den Rändern durchschnittlich in 6,5 m Tiefe, an der Mittellinie erst in 24,0 m Tiefe ansteht, das Gelände baulich als Unland kennzeichnet. Das im Aufhaltebecken bei Regenfällen angesammelte Wasser aus dem Südbezirk wird nach Oeffnen von Schiebern durch den in der Mannheimer Straße liegenden Hauptsammler des Nordbezirkes, sobald er leer zu laufen beginnt, auf den normalen Stand abgesenkt. Durch diese zeitlich aufeinander folgende und nicht gleichzeitig eintretende Belastung des Hauptsammlers im Nordbezirk war es möglich, sein Profil auf etwa 5 km Länge bedeutend kleiner zu halten und billiger herzustellen, als dies sonst der Fall gewesen wäre.

Fig. 1. Lageplan des Pumpwerkes.

a Maschinenhaus *b* Sandfang
c Beamtenwohnhaus *d* Arbeiterwohngebäude
e Stallgebäude

Der Entwurf für die Zuführung der Regenwässer nach dem Aufhaltebecken ist nach denselben Grundsätzen aufgestellt, die für die Entwässerung des Nordbezirkes bereits erwähnt sind, nur mit dem Unterschiede, daß vor der Ausmündung der Hauptsammelkanäle in das Becken Grobfilteranlagen zum Zurückhalten grober Sink- und Schwimmstoffe angeordnet sind. Die Querschnitte der Regenkanäle sind unter der Annahme berechnet, daß sie eine Regenhöhe von 0,75 mm/min abzuführen imstande sein müssen, wenn für die Verzögerung im Abfluß der Wert $1 : \sqrt[4]{F}$ zugrunde gelegt wird. Da in allen Hauptsammelkanälen an verschiedenen Stellen Pegel eingebaut sind, die die jeweiligen Wasserstände bei Regenfällen nach einer Sammelstelle, dem Pumpwerk, selbsttätig übermitteln, wo sie auf Trommeln, die ein einziges Uhrwerk antreibt, aufgezeichnet werden, so werden sich später wertvolle Ermittlungen aus dem Vergleich der Diagramme dieser Pegel und denen der ebenfalls selbstaufzeichnenden Regenmesser über die Zuverlässigkeit der Berechnungsunterlagen anstellen lassen.

Fig. 2. Außenansicht des Pumpwerkes.



B) Schmutz- und Mischwasserkanäle.

Die Schmutz- und Mischwasserkanäle führen auf möglichst kurzem Wege nach der Sammelstelle: dem Pumpwerk. Daß für die Hauptsammler dieser Abwässer ebenso wie bei den Regenkanälen möglichst tief im Gelände liegende Straßenzüge benutzt worden sind, braucht nicht besonders begründet zu werden. Auch hier verästeln und verzweigen sich von den Hauptsammlern aus die Nebenkanäle über das gesamte

Straßennetz. Für die Querschnittberechnung der Schmutzwasserkanäle wurde die Annahme gemacht, daß mit einer endgültigen Einwohnerzahl von 400 Köpfen auf 1 ha und einem Wasserverbrauch von 108 ltr auf 1 Kopf und Tag mit der Maßgabe zu rechnen ist, daß die Hälfte des Wasserverbrauches in 8 st zum Abfluß gelangt. Hierzu tritt bei den Mischwasserkanälen noch die nach den bereits gemachten Angaben berechnete Regenwassermenge. Die Mischwasser-

Für Profile bis zu 0,40 m Durchmesser sind Tonrohre, für Eiprofile Betonrohre von 0,4/0,6 m und 0,50/0,75 m mit eingestampfter Tonsohlenschale verwendet, während alle größeren Profile aus Klinkern mit Zementmörtel aufgemauert sind. Angaben über die Kosten des Kanalnetzes lassen sich noch nicht machen, da weite Gebietflächen, in denen die Bebauung in absehbarer Zeit noch nicht einsetzen wird, noch mit unterirdischen Entwässerungsanlagen zu versehen sind.

IV. Das Kanalwasser-Hebewerk.

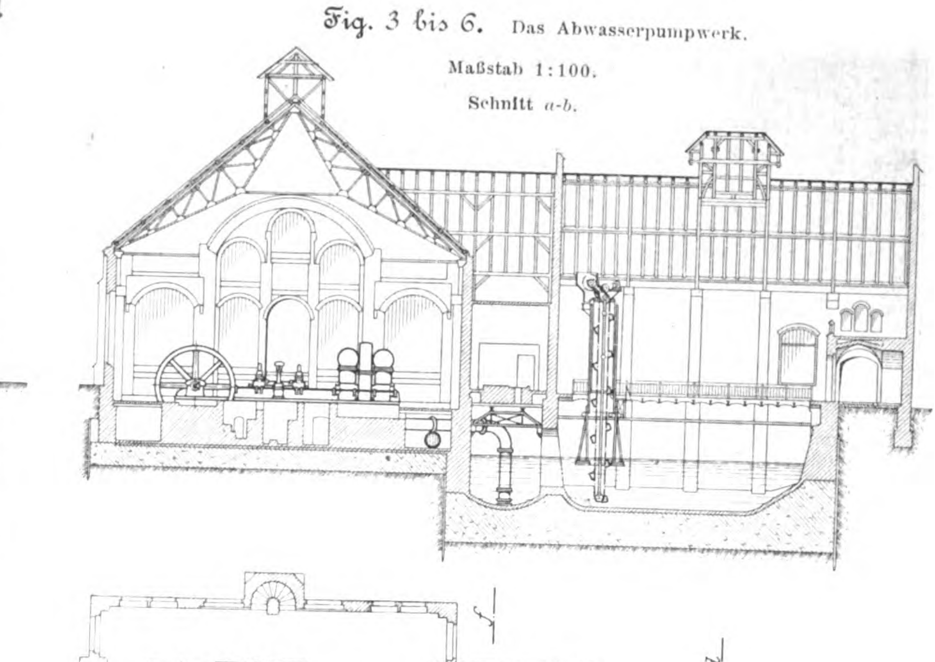
Das Kanalwasser-Hebewerk ist auf Hinterland in dem von der Kaiserallee, der Nachod-, Nikolsburger und Rosberitzer Straße begrenzten Block erbaut, Fig. 1 bis 7.

Schnitt c-d.

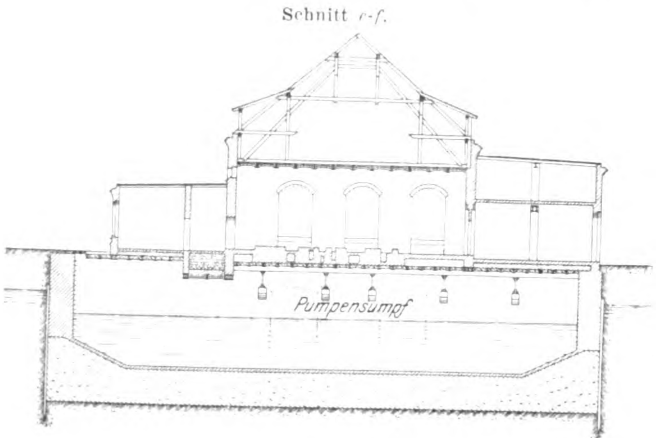
Fig. 3 bis 6. Das Abwasserpumpwerk.

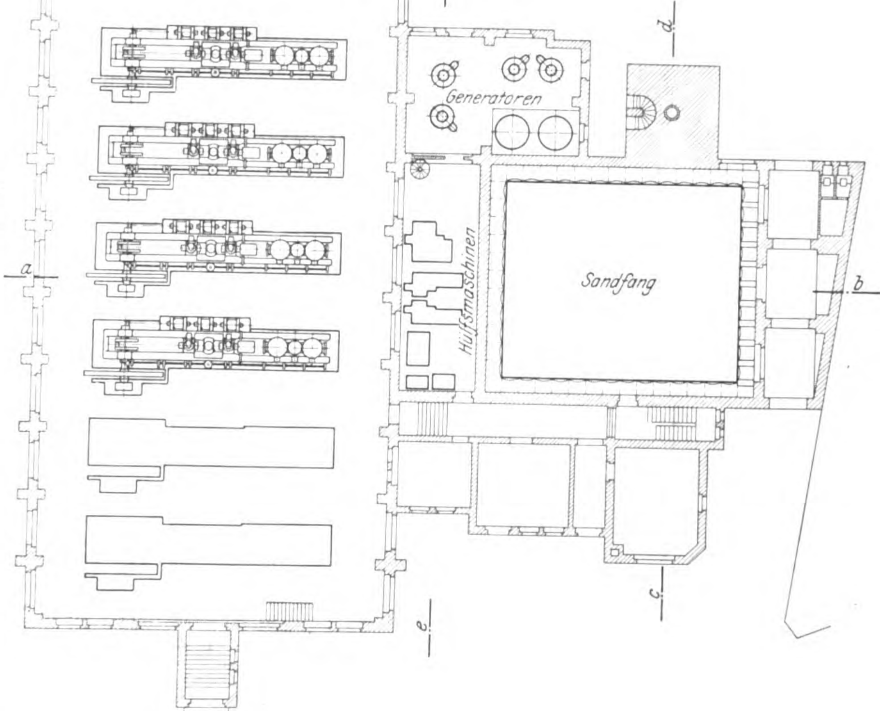
Maßstab 1:100.

Schnitt a-b.



Schnitt e-f.





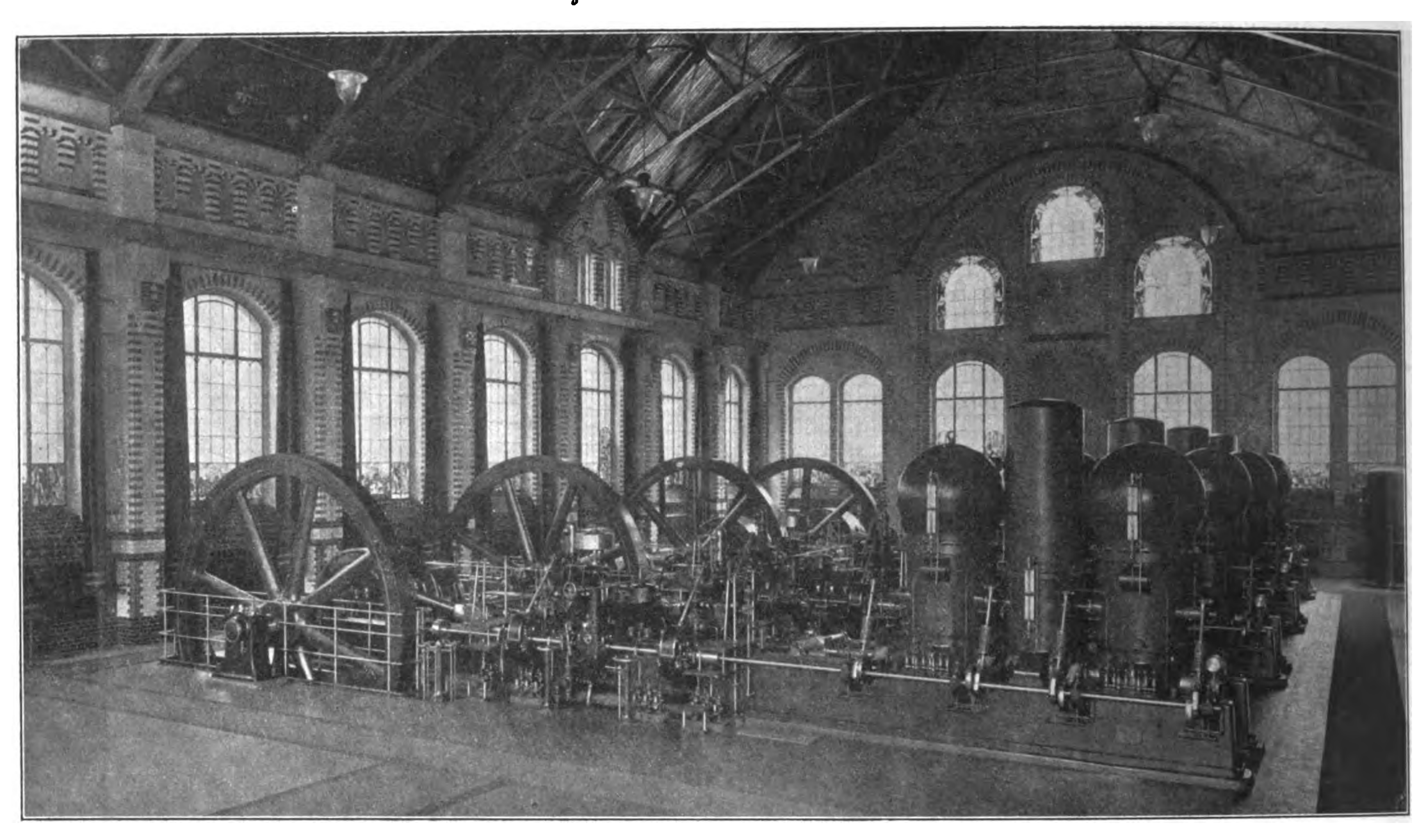
kanäle sind zwecks Entlastung an geeigneten Punkten mit den Regenkanälen durch Ueberläufe verbunden.

Die Regenkanäle sind in Straßenmitte, die Schmutz- und Mischwasserkanäle beiderseits unter den Bürgersteigen angeordnet, um die Länge der Schmutzwasser-Anschlußleitungen, die leichter als Regenrohranschlüsse Verstopfungen ausgesetzt sind, möglichst beschränken zu können und um im Fall von Verstopfungen den teureren und verkehrstörender wirkenden Aufbruch der Fahrdammbefestigung zu vermeiden. Zweigleitungsanschlüsse sind bei den Schmutz- und Mischwasserkanälen in Entfernungen von 8,0 m, bei den Regenkanälen in Entfernungen von 4,0 m, und zwar hier dann abwechselnd auf der einen und der andern Seite des Kanales, vorgesehen. Die Zweigleitungen der Regenkanäle werden unmittelbar im Anschluß an die Fertigstellung des Straßenkanales bis zu den Bordschwellen hergestellt, um Aufgrabungen des Fahrdammes anläßlich des Anschlusses neu bebauter Grundstücke von vornherein zu vermeiden.

A) Sandfang und Pumpensumpf.

Die Abwässer gelangen zunächst in einen überdachten Sandfang, in welchem die Sinkstoffe durch Verringerung der Durchflußgeschwindigkeit zum Niederschlagen gebracht werden, während die groben Schwimmstoffe durch Gitter vom Uebertritt in den Pumpensumpf abgehalten werden. Die im Sandfang zurückgehaltenen Stoffe werden durch einen Eimerbagger auf die Höhe der Innengalerie des ersten Stockwerkes gehoben und dort durch eine Förderrinne nach Kippwagen ge-

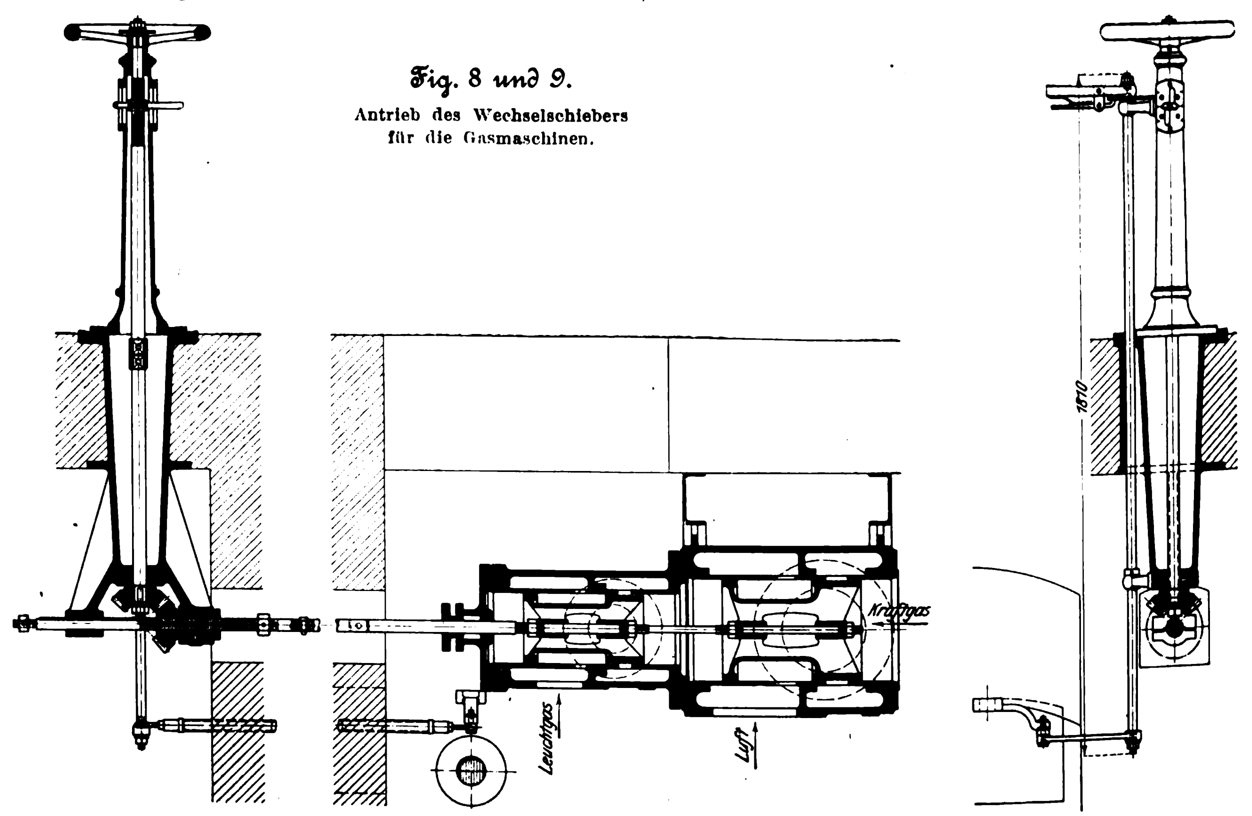
Fig. 7. Inneres des Maschinenhauses.



schafft. Der Bagger, Fig. 3 und 4, bestreicht durch Vorrücken die Länge und durch Pendelbewegungen der Eimerleiter die Breite des Sandfanges. Sämtliche Bewegungen des Baggers haben elektrischen Antrieb und vollziehen sich selbsttätig. Die gefüllten Kippwagen werden mit der Hand nach Schütt-

Aus dem Sandfang gelangen die Abwässer in den Pumpensumpf, der der Halle für die Pumpmaschinen vorgelagert ist. Daß gröbere Sinkstoffe aus dem Sandfang in den Pumpensumpf übertreten, ist durch die 1,5 m hohen Ueberlaufschwellen verhindert.

Fig. 8 und 9.
Antrieb des Wechselschiebers für die Gasmaschinen.

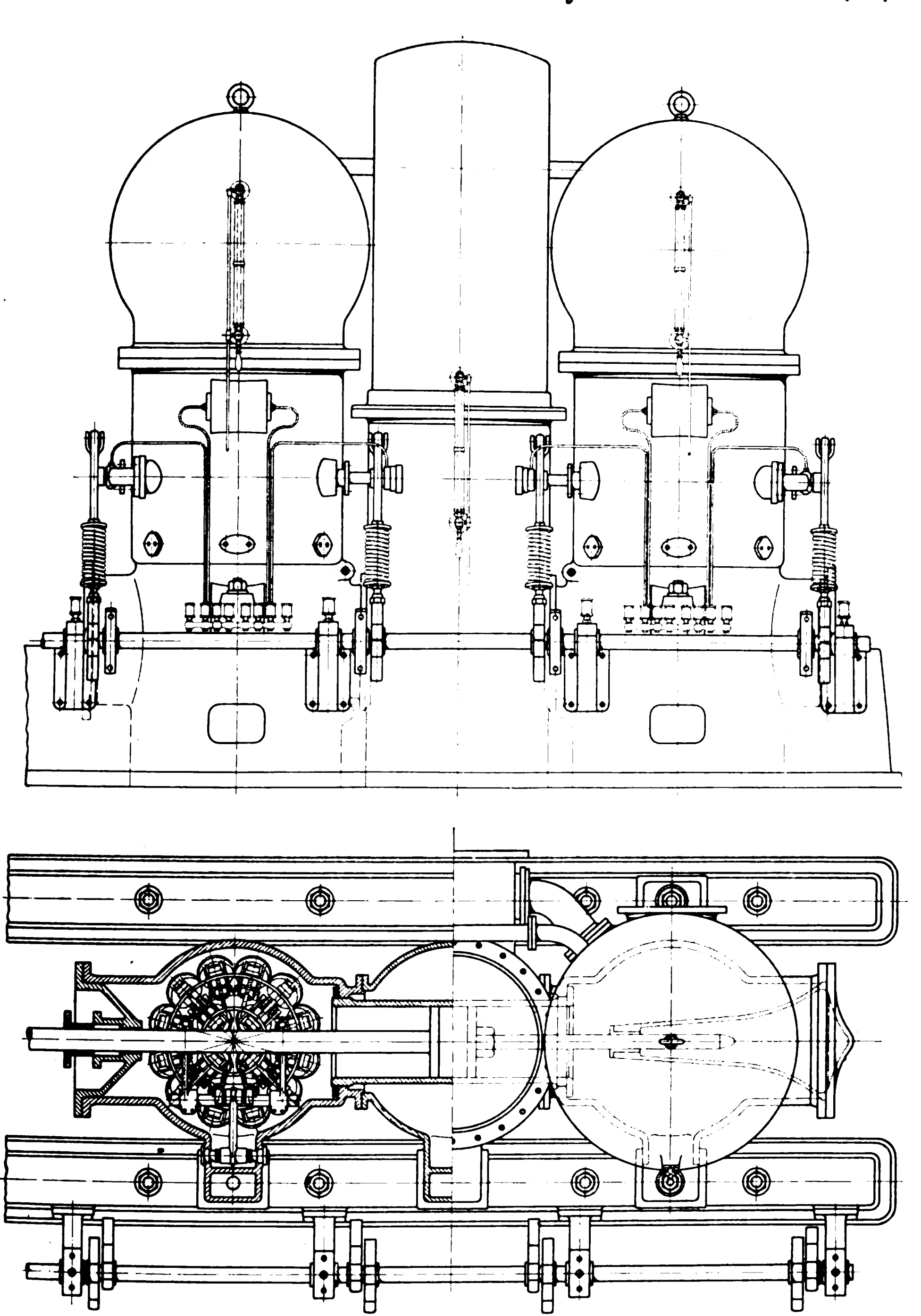


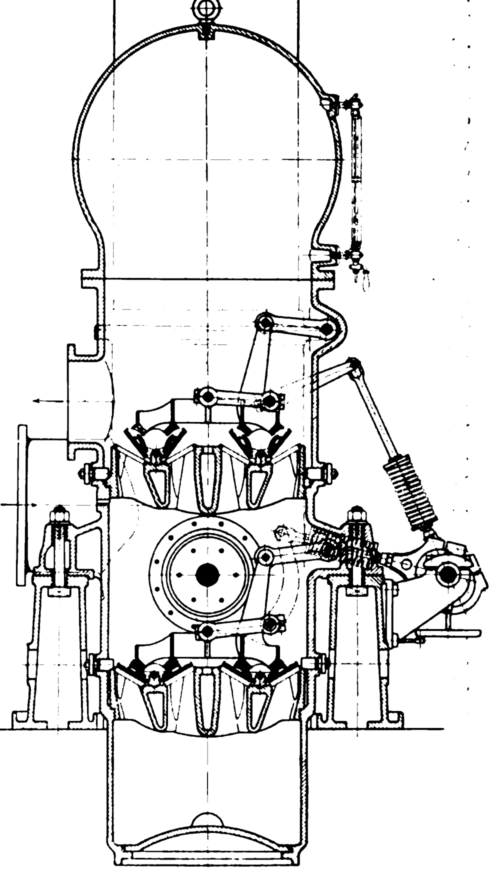
trichtern über der an der Südseite des Sandfanges angeordneten Durchfahrt gefahren und in eiserne geschlossene Kastenwagen entleert. Die Füllung eines 2 cbm enthaltenden Kastenwagens dauert 8 Minuten. Die Kosten des elektrischen Betriebes stellen sich auf 10 Pfg für 1 cbm geförderten Schlamm.

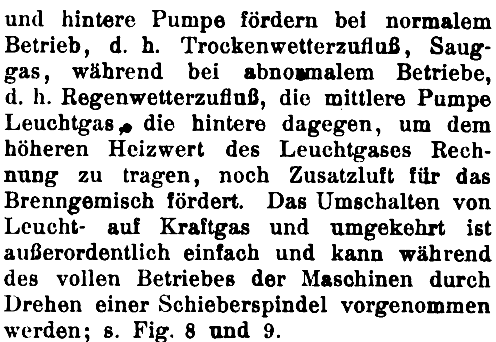
B) Die Pumpmaschinenanlage.

An den Pumpensumpf schließt sich die Halle für die Hauptpumpmaschinen an. Der Flur der Maschinenhalle ist mit Rücksicht auf Verringerung der Saughöhe bei niedrigen Wasserständen im Pumpensumpf auf + 33,66 N. N., d. h.

Fig. 10 bis 12. Die Abwasserpumpen.







0,94 m unter der Hoffläche, angeordnet.

Für den endgültigen Ausbau der Anlage sind 6 Pumpmaschinen vorgesehen, die je aus einer Körtingschen doppeltwirkenden Zweitaktmaschine von 1000 mm Hub und 550 mm Zyl.-Dmr. und einer durch die Kolbenstange unmittelbar damit gekuppelten Pumpe bestehen; vorläufig sind 4 Maschinen aufgestellt, von denen bei der stärksten Inanspruchnahme eine in Reserve steht. Jede Maschine hebt bei einer Umdrehung 200 ltr Abwasser auf eine höchste manometrische Förderhöhe von 67,4 m. Die höchste minutliche Umlaufzahl ist 90, die geringste 30.

Die Gasmaschinen sind auf Tafel 18 dargestellt. Luft und Gas werden ihnen durch besondere, seitlich am Zylinder angebrachte Ladepumpen zugeführt. Da bei Trockenwetterzufluß, d. h. während des größten Teiles der jährlichen Betriebzeit, der Wirtschaftlichkeit halber mit Kraftgas gefahren wird, während nur bei stärkeren Regenfällen Leuchtgas gebraucht wird, sind 3 Ladepumpen angeordnet. Die vorderste Pumpe fördert in beiden Fällen nur Spülluft und Mischluft für die Herstellung des Brenngemisches; die mittlere und hintere Pumpe fördern bei normalem Betrieb, d. h. Trockenwetterzufluß, Sauggas, während bei abnormalem Betriebe, d. h. Regenwetterzufluß, die mittlere Pumpe Leuchtgas, die hintere dagegen, um dem höheren Heizwert des Leuchtgases Rechnung zu tragen, noch Zusatzluft für das Brenngemisch fördert. Das Umschalten von Leucht- auf Kraftgas und umgekehrt ist außerordentlich einfach und kann während des vollen Betriebes der Maschinen durch Drehen einer Schieberspindel vorgenommen werden; s. Fig. 8 und 9.

Mit den Gaskraftmaschinen sind die Abwasserpumpen, Fig. 10 bis 12, unmittelbar gekuppelt. Sie haben zylindrische, aus Gußeisen hergestellte Körper, die durch einen gußeisernen Rahmen mit den Gasmaschinen fest verbunden sind. Die Pumpen sind doppeltwirkend und haben 373 mm Zyl.-Dmr. und 1000 mm Hub; sie sind mit Scheibenkolben und Lederstulpen ausgerüstet. Die Kolbenstange geht nur durch den vorderen Zylinderdeckel, während im hinteren Deckel eine Innenführung angebracht ist. Die Kolbenstange ist vorn durch einen Querbalken, der auf dem Rahmen geführt wird, mit der Kolbenstange der Gasmaschine verbunden. Die Pumpen haben gesteuerte Klappenventile; jeder Saug- und Druckventilsitz enthält 16 Klappen mit Oeffnungen von 160 mm Dmr. Sämtliche 16 Klappen eines Ventiles werden durch ein gemeinsames Druckstück gesteuert, das mit Hülfe eines Parallelogrammes senkrecht geführt und von der Steuerwelle aus durch Exzenter bewegt wird. Diese Steuerungsanordnung gewährleistet einen gleichmäßigen Schluß aller Klappen. Um zu vermeiden, daß die äußeren Steuerteile zu stark beansprucht oder zum Bruch gebracht werden, ist in das Gestänge eine Feder eingeschaltet, die beim Festsetzen der Klappen zusammengedrückt wird. Der gemeinsame

Sitz sämtlicher Klappen eines Ventiles ist aus Gußeisen gefertigt; in die einzelnen Klappenöffnungen sind Rotgußbüchsen eingesetzt. Die Klappen selbst bestehen ebenfalls aus Rotguß mit besondern leicht auswechselbaren Rotguß-Dichtplatten. Die Druckstücke der Klappen und der gemeinsame Druckrahmen sind ebenfalls aus Rotguß hergestellt. Zwischen den beiden Pumpenkörpern, in denen je ein Saug- und ein Druckventil übereinander angeordnet sind, befindet sich der Saugwindkessel, in den das Saugrohr von unten eintritt; seine Anordnung unmittelbar unter den Saugventilen war mit Rücksicht auf den zur Verbindung der Pumpe mit dem Motor dienenden Rahmen nicht angängig. Unmittelbar über den Druckventilen sitzen Druckwindhauben.

Die Druckleitungen jedes Pumpenkörpers vereinigen sich unter dem Flur der Maschinenhalle und münden in ein gemeinsames, im Keller angeordnetes Druckrohr von 850 mm Dmr., mit dem 2 Hauptdruckwindkessel verbunden sind; hieran schließt sich die nach außen führende Druckrohrleitung. Durch Absperrschieber in der im Keller liegenden Druckrohrleitung ist die Möglichkeit gewahrt, zunächst mit mindestens 2, später mit mindestens 4 Pumpmaschinen sowohl nach der einen als auch nach der andern Seite zu arbeiten, so daß selbst bei dem Bruche des Hauptrohres im Maschinenhause der Betrieb für die Zeit der Ausbesserung nicht eingestellt zu werden braucht.

Außer der Druckrohrleitung sind auch die sämtlichen Rohrleitungen für die Pumpmaschinenanlage im Keller untergebracht, mit Ausnahme der gemeinsamen Hauptauspuffleitung, die außerhalb des Gebäudes unter der Erde verlegt ist. In diese Leitung, an welche die absperrbaren Auspuffleitungen der einzelnen Maschinen angeschlossen sind, ist ein gußeiserner gemeinsamer Auspuffkessel eingeschaltet, von dem die Abgase nach dem Sockel des Wasserturmes weitergeführt werden. Der Sockel ist nach Art eines Strahlapparates ausgebildet, so daß die ausströmenden Auspuffgase durch einen Verbindungskanal zwischen Sockel und Sandfang die schlechte Luft im Sandfang absaugen können. Es wird hierdurch nicht nur eine Entlüftung des Sandfanges, sondern auch eine Abkühlung der Auspuffgase erreicht, so daß das im Wasserturm bis 35 m über den Hof emporgeführte Auspuffrohr nur mäßig erwärmt wird. Die Gase verlassen das Auspuffrohr ohne das geringste Geräusch.

Obschon weder in die Kraftgas-, noch in die Leuchtgasleitungen Druckregler eingeschaltet sind, entstehen dennoch keine Druckschwankungen.

C) Die Gaserzeugungsanlage.

Das Kraftgas wird von einer Sauggasanlage erzeugt, die aus 4 Generatoren nebst den zugehörigen Reinigern besteht. Als Reiniger sind ebenerdig 2 mit Koks gefüllte Skrubber und im Dachgeschoß 2 Sägemehlreiniger aufgestellt. Durch die Skrubber wird das Gas gekühlt und von mitgerissenen Aschenteilen befreit, durch die Sägemehlreiniger werden etwa mitgerissene Teerteilchen ausgeschieden. Die Reiniger werden, sobald ein Generator über Dach brennt, durch ein Wechselventil ausgeschaltet. Damit während des Stillstehens der Generatoren die Nachbarschaft durch die ausscheidenden Gase nicht belästigt wird, ist eine Verbrenneinrichtung in die Abgasleitung eingebaut, so daß wie bei jeder gewöhnlichen Feuerungsanlage nur verbrannte Gase aus dem Generator ins Freie entweichen können.

Der Brennstoff wird mit Hülfe eines elektrisch betriebenen Becherwerkes und einer wagerechten Förderschnecke dem im ersten Stockwerk angeordneten Kokssilo zugeführt und von dort durch die Fülltrichter der Generatoren mit der Hand aufgegeben.

Jeder Generator kann aus Gaskoks Kraftgas für etwa 180 PS erzeugen. Da die Pumpmaschinen wegen der geringen Wassergeschwindigkeit in den Druckrohren nur etwa halb belastet sind, genügen bei geringeren Regenfällen 2 Generatoren, die ständig im Betrieb gehalten und nach Bedarf umgewechselt werden.

D) Die Hülfsmaschinenanlage.

Für die Beschaffung des zum Betrieb des Pumpwerkes erforderlichen Kühl- und Spülwassers, die Ausleerung der Pumpen und die Erzeugung der Druckluft zum Anlassen der Gasmaschinen und Füllen der Druckwindkessel ist eine besondere Hülfsmaschinenanlage eingerichtet. Sie umfaßt 2 Reinwasserpumpen und 2 Kompressoren, die auch als Vakuumpumpen dienen; sämtliche Maschinen werden durch eine Transmission von einem 25 pferdigen Gasmotor angetrieben, während ein an das Netz des Elektrizitätswerkes »Südwest« angeschlossener Elektromotor von gleicher Stärke als Reserve dient. Die Pumpen sind imstande, aus den auf dem Grundstück selbst hergestellten Tiefbrunnen stündlich 90 cbm Wasser in den Hochbehälter zu fördern, der zur Aushülfe außerdem noch an das Rohrnetz der Charlottenburger Wasserwerke angeschlossen ist. Um den Hochbehälter gegen Einfrieren zu schützen, ist das Auspuffrohr durch den nach Intzeschen Grundsätzen gebauten Wasserbehälter hindurchgeführt, sodann aber auch Fürsorge getroffen, daß das von den Maschinen abfließende Kühlwasser ganz oder zum Teil wieder in den Hochbehälter zurückgefördert werden kann.

Die Kompressoren verdichten stündlich je 35 cbm Luft von atmosphärischer Spannung auf 10 at.

Durch die Zweiteilung ist die Hülfsmaschinenanlage für alle vorkommenden Fälle gesichert.

E) Nebenräume.

Das Hauptgebäude enthält ferner als Nebenräume das Dienstzimmer des Maschinenmeisters, je einen Aufenthaltraum für die Maschinisten und Arbeiter, einen Lagerraum für Materialien und Ersatzteile zu den maschinellen Anlagen, eine Reparaturwerkstatt sowie für das Kanalbetriebs- und Pumpwerkpersonal eine Badeanstalt, in der 3 Wannenbäder mit Mischbrausen und 2 besondere Brausen mit 5 Auskleidezellen untergebracht sind. Das für die Badeanstalt erforderliche warme Wasser wird der Kühlwasserleitung der Hauptpumpmaschine entnommen und durch eine elektrisch angetriebene Kreiselpumpe nach dem Baderaum geschafft.

Für die Heizung des Hauptgebäudes und der Nebenräume ist eine Warmwasser-Schnellumlaufheizung eingerichtet, für die Beleuchtung der Räume, des Hofes und der Zufahrten dient teils Preßgas (Pharoslicht), teils Elektrizität; die letztgenannte Beleuchtung wird dort verwendet, wo die Gefahr des Auftretens entzündlicher Gase vorliegt: im Sandfang, in der Generatorenanlage und im Maschinenhauskeller.

F) Nebengebäude.

Außer dem Hauptgebäude *a* mit Sandfang *b*, Fig. 1, sind auf dem Pumpwerkgelände noch verschiedene Nebengebäude errichtet.

Das Beamtenwohnhaus *c* enthält die Wohnungen für den Maschinenmeister und den ersten Maschinisten, bestehend aus je 4 Zimmern, Küche, Speisekammer, Abort und Badestube, sowie einer gemeinschaftlichen Waschküche im Bodenraum.

Das Arbeiterwohnhaus *d* für die Maschinisten, Putzer und Heizer enthält in 3 Stockwerken 4 Wohnungen von je 3 und 2 Wohnungen von je 2 Zimmern nebst Küche, Speisekammer und Abort. In dem Seitenflügel des Arbeiterwohnhauses ist ebenerdig ein Aufenthaltraum für die Arbeiter und Kutscher der Kanalbetriebskolonne, im ersten Stockwerk die Wohnung des Stallmannes untergebracht.

Das Depotgebäude *e* enthält einen Stall für 13 Pferde nebst Geschirr- und Futterkammer, daran anschließend die Wagenremise und Lagerräume für Geräte und Utensilien der Kanalbetriebskolonne sowie einen Krankenstall.

Außerdem ist eine Zentesimalwage von 10 000 kg Tragfähigkeit zum Verwiegen von Brennstoffen, Futter und dergl. vorhanden.

Soweit die nicht mit Gebäuden besetzten Flächen nicht für die asphaltierten Wege nötig waren, sind sie gärtnerisch ausgeschmückt worden.

G) Verschiedenes.

(Kosten, Leistungsversuche, Betriebsergebnisse.)

Die Gesamtkosten der Pumpwerkanlagen ausschließlich Grunderwerb haben 1 400 000 *M* betragen, die sich wie folgt verteilen:

a)	Grundmauerwerk des Hauptgebäudes	200 000 *M*
b)	Hauptgebäude einschließlich Wasserturm	260 000 »
c)	maschinelle Anlagen	716 000 »
d)	Nebengebäude	113 000 »
e)	Hofbefestigung, gärtnerische Anlagen, Gas- und Wasserleitung	67 000 »
f)	Verschiedenes	44 000 »
	zusammen	1 400 000 *M*

Der Bau wurde im Sommer 1903 begonnen. Die Gründungsarbeiten waren R. Schneider in Berlin, die Hochbauten Franz Pumplun in Wilmersdorf, der Wasserturm mit Hochbehälter der A.-G. Lauchhammer übertragen. Den Sandfangbagger lieferten Rössemann & Kühnemann, die Pumpen, Kompressoren und die Druckrohrleitung im Gebäude einschließlich der Hauptwindkessel A. Borsig in Tegel, die Gasmaschinen nebst Generatorenanlage, die übrigen Hülfsmaschinen und die Heizanlage Gebr. Körting A.-G. in Hannover.

Die Arbeiten einschließlich der Montage der Pumpmaschinen wurden im Mai 1906 beendigt, so daß Anfang Juni der Probebetrieb zwecks Vornahme der Leistungsversuche aufgenommen werden konnte. Diese konnten unmittelbar im Anschluß an die Beendigung der Montage angestellt werden, trotzdem zu diesem Zeitpunkt weder die Druckrohrleitung noch die Abwasserreinigungsanlage fertiggestellt war. Es wurde dies dadurch ermöglicht, daß in der Mitte des im Maschinenhauskeller befindlichen Druckrohres eine 400 mm weite, nach dem Pumpensumpf zurückführende und durch einen Wasserschieber absperrbare Zweigleitung angebracht war. Durch vorsichtiges Drosseln dieses Schiebers konnte bei den Leistungsversuchen jede beliebige Druckhöhe genau eingestellt werden. Diese Einrichtung hatte gleichzeitig den Vorteil, daß nie Wassermangel eintreten konnte, so daß die Versuche ohne jede Unterbrechung beendet werden konnten.

Die hierbei erzielten Werte sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt.

Zahlentafel 1.

Nr.	Umlaufzahl	manometrische Förderhöhe m	Leistung PS	Koksverbrauch für 1 PS-st garantiert g	Koksverbrauch für 1 PS-st gemessen g
1	30	31,63	49,7	920	630
2	81,6	62,53	261,5	570	514
3	86,4	34,10	154,7	780	735

Daß diese günstigen Ergebnisse des Probebetriebes im wirklichen Betriebe nicht erreicht werden, bedarf keiner eingehenden Begründung; es liegt dies an der Unregelmäßigkeit des Abwasserzuflusses, der einen ständig, oft sprungweise wechselnden Bedarf an Kraftgas zur Folge hat, so daß ein Ueberschuß zeitweise über Dach brennen muß, ferner an dem Verlust an Brennstoff bei In- und Außerbetriebsetzen der Generatoren, an der minder großen Sorgfalt der Heizer bei dem wirklichen gegenüber dem probeweise geführten Betrieb u. a. m. Tatsächlich hat der Koksverbrauch in der Zeit vom 1. September 1906, dem Tage der Inbetriebnahme der Neukanalisation, bis zum 31. März 1907 durchschnittlich 1,83 kg/PS-st betragen.

Einen Ueberblick über die Betriebskosten der Abwasserförderung enthalten die in Zahlentafel 2 angegebenen Werte, die dem Durchschnitt einer siebenmonatigen Betriebzeit (vom 1. September 1906 bis 31. März 1907) entsprechen.

Das Betriebspersonal des Pumpwerkes besteht außer dem Maschinenmeister aus 3 Maschinisten, 3 Putzern und 3 Heizern, die abwechselnd Tag- und Nachtdienst verrichten. Für die Arbeiten im Sandfang und anderweitige Vorrichtungen sind noch 2 Arbeiter eingestellt.

Die gesamte Maschinenanlage hat bisher den Erwartungen in einwandfreier Weise entsprochen. Insbesondere ist die Befürchtung, daß Betriebstörungen bei der Verwendung von Sauggas unvermeidlich seien, nach den bisherigen Erfahrungen nicht zutreffend. Es sind einzelne Pumpmaschinen bis zu 18 Tagen ununterbrochen Tag und Nacht in Bewegung gewesen, ohne daß bis zum Abbruch des Versuches irgendwelche Anstände aufgetreten wären.

Das kennzeichnende und die Wilmersdorfer Anlage von ähnlichen Anlagen unterscheidende Merkmal liegt in der ausschließlichen Verwendung von Maschinen, die sowohl mit Kraft- als auch mit Leuchtgas betrieben werden können und hierdurch die landespolizeiliche Bedingung steter Betriebsbereitschaft für jeden zu bewältigenden Abwasserzufluß erfüllen, nämlich daß innerhalb 5 Minuten jede Pumpmaschine in Betrieb gesetzt werden kann.

V. Abwasserreinigungsanlagen.

Als die Gemeinde Wilmersdorf in die Reihe derjenigen Vororte von Berlin einzutreten sich anschickte, die ihre Abwässer selbständig beseitigen und reinigen, erging es ihr wie dem Poeten bei Erschaffung der Welt: die Welt war vergeben, d. h. in einigermaßen annehmbarer Entfernung von Wilmersdorf war geeignetes oder genügend großes Rieselland überhaupt nicht mehr zu haben. Auf wiederholte Anzeigen liefen überhaupt nur 2 Angebote für Rieselfelder ein, die beide wegen ungenügender Größe und Mangel an Erweiterungsfähigkeit abgelehnt werden mußten. Dagegen war die Anzahl der angebotenen kleineren Gelände, die zu Kläranlagen ausreichten, mit 42 Angeboten wider Erwarten groß.

Die Gemeinde Wilmersdorf hat sich deshalb für eine Reinigung ihrer Abwässer durch biologische Kläranlagen entschieden. Bestimmend für diesen Entschluß waren die jetzt immerhin schon als langjährig zu bezeichnenden befriedigenden Erfahrungen, die namentlich englische Gemeinwesen mit biologischen Anlagen gemacht haben. Durch einen $2^3/_4$jährigen unausgesetzten Betrieb einer eigenen Versuchskläranlage unter ständiger Aufsicht der Kgl. Versuchs- und Prüfungsanstalt für Wasserversorgung und Abwasserbeseitigung wurde auch für hiesige Verhältnisse die Möglichkeit einer ausreichenden Abwasserreinigung auf biologischem Wege nachgewiesen, so daß der Genehmigung, sämtliche Wilmersdorfer Abwässer auf diese Weise zu reinigen, von landespolizeiwegen grundsätzliche Bedenken nicht mehr entgegenstanden.

Es kann nicht der Zweck dieser Zeilen sein, Vor- und Nachteile von natürlichen und künstlichen Reinigungsanlagen eingehend zu beschreiben; es muß genügen, zu betonen, daß auch die eifrigsten Vorkämpfer für Abwasserbeseitigung durch Rieselfelder sich der Ansicht wohl nicht mehr verschließen können, daß auch unter hiesigen Verhältnissen

Zahlentafel 2.
Mittelwerte für 1 cbm gefördertes Abwasser in der Zeit vom 1. September 1906 bis 31. März 1907.

	Pumpbetrieb					Beleuchtung	Summe der Sachkosten	Personenkosten	Gesamtkosten
	Brennstoff Pfg	Putz- und Schmierstoffe Pfg	Wasser Pfg	Gas Pfg	Elektrizität Pfg	Pfg	Pfg	Pfg	Pfg
Kosten für 1 cbm	0,465	0,108	0,032	0,029	0,017	0,159	0,810	0,425	1,235
desgl. in vH der Sachkosten	57,4	13,3	4,0	3,6	2,1	19,6	100	—	—
» » » Gesamtkosten	37,64	8,73	2,60	2,35	1,38	12,90	65,60	34,40	100

Bemerkung: 1 t Koks frei Pumpstation 20,40 *M*. Trockenwetterzufluß im Mittel 108 ltr für 1 Kopf und Tag.

durch künstliche, insbesondere biologische Reinigungsanlagen das städtische Abwasser in einer Weise unschädlich gemacht werden kann, daß es unbedenklich jedem öffentlichem Vorfluter überwiesen werden kann. Spielen sich doch im Grunde auf Rieselfeldern und in biologischen Kläranlagen die Reinigungsvorgänge neben Vorgängen rein mechanischer Abseihung der Schwebestoffe hauptsächlich durch Absorptionswirkungen sowie namentlich durch den Einfluß von Lebewesen ab, und es ist füglich nicht recht einzusehen, warum man diesen Lebewesen künstlich nicht gleiche oder gleichwertige Lebensbedingungen schaffen können sollte, wie dies die Natur auf Rieselfeldern tut.

Im Einverständnis mit den Aufsichtbehörden entschied sich die Gemeindeverwaltung von Wilmersdorf für den Ankauf eines rd. 34 ha großen, auf Stahnsdorfer Gebiet zwischen Gütergotz und Ruhlsdorf gelegenen Geländes, des »Lindenberges«. Der Kaufpreis betrug rd. 120 000 *M*.

A) Der Kanalisationsverband der Gemeinden Wilmersdorf, Schmargendorf, Zehlendorf und Teltow.

Die auf möglichst kurzem Wege nach dem »Lindenberg« führende Druckrohrleitung durchschneidet die Gemeinden Schmargendorf, Zehlendorf und Teltow, die geplante Abflußleitung nach dem Teltowkanal die Gemeinde Stahnsdorf, sämtlich Ortschaften, die einer eigenen Kanalisation nebst Abwasserreinigung entbehrten.

Die Erkenntnis der oben genannten Gemeindeverwaltungen, daß durch Verbesserung der gemeindlichen gesundheitlichen Einrichtungen durch öffentliche Kanalisationseinrichtungen das Aufblühen einer Gemeinde gefördert wird, hat auf Anregung des Landratamtes des Kreises Teltow im März 1905 zur Gründung eines Kanalisationsverbandes der Gemeinden Wilmersdorf, Schmargendorf, Zehlendorf und Teltow geführt, während der Gemeinde Stahnsdorf der Beitritt bis zum Jahr 1915 offen gehalten wird.

Es muß kurz erwähnt werden, daß die Verbandanlagen lediglich die Hauptdruckrohrleitung, die biologische Kläranlage in Stahnsdorf und die Abflußleitung nach dem Teltowkanal umfassen, während die Herstellung der eigenen Kanalisationseinrichtungen innerhalb der Gemarkungsgrenzen, der Pumpwerke und ihrer Anschlüsse an die Verband-Druckrohrleitung jeder einzelnen Gemeinde selbst mit der Abmachung verblieben ist, daß sämtliche Gemeinden nur das Trennsystem durchführen dürfen. Jede Gemeinde ist statutarisch verpflichtet, ihre Straßen, Wege, Gräben usw. dem Verband unentgeltlich für die Verbandanlagen zur Verfügung zu stellen.

Durch die Schaffung dieses Kanalisationsverbandes wurden die Vorarbeiten für die selbständige Entwässerung der Gemeinde Wilmersdorf, die wegen des bevorstehenden Ablaufes des Vertrages mit Charlottenburg bereits sehr dringlich geworden waren, nicht nur wesentlich beschleunigt und erleichtert, sondern die Ausführungskosten für jede beteiligte Gemeinde herabgemindert. Die Gründung des Kanalisationsverbandes machte außer einer staffelweisen Vergrößerung des Druckrohres zunächst eine Vergrößerung des für die Kläranlage in Aussicht genommenen Areals, entsprechend der Vergrößerung der endgültigen Bevölkerungszahl der Verbandgemeinden, erwünscht. Es gelang, im Anschluß an das bereits erworbene Grundstück auf dem Lindenberg noch weitere 33 Hektar zu allerdings wesentlich höheren, aber immerhin noch annehmbaren Preisen zu erstehen, so daß für die Ausführung der biologischen Kläranlagen rd. 67 ha zur Verfügung standen, für deren Ankauf im ganzen rd. 500 000 *M* aufgewendet worden sind.

B) Zuführung der Abwässer.

Die Abwässer wurden dem Gelände der Kläranlage durch eine 16,8 km lange Doppeldruckrohrleitung zugeführt, die ihren natürlichen Ausgangpunkt im Wilmersdorfer Pumpwerk hat. Zwischen Wilmersdorf und dem Anschluß von Schmargendorf beträgt der Durchmesser jedes Rohres 850 mm, zwischen Schmargendorf und Zehlendorf-Nord 900 mm, zwischen Zehlendorf-Nord und Zehlendorf-Süd 950 mm, bis Teltow 1000 mm und von hier bis zur Kläranlage 1050 mm. Nach vollständigem Ausbau sämtlicher Verbandgemeinden beträgt die größte in der Druckrohrleitung auftretende Geschwindigkeit 1,40 m/sk, während sie unter normalen Verhältnissen bei Trockenwetterzufluß etwa auf die Hälfte herabsinkt.

Es sind Gußrohre verwendet; nur bei Kreuzungen der Druckrohrleitung mit den Gleisen der Ringbahn, Wannseebahn und dem Teltowkanal sind patentgeschweißte Schmiedeisenrohre benutzt. An diesen Stellen sowie ferner an Tiefpunkten der Leitung in Entfernungen von durchschnittlich 1,2 km sind Absperrschieber mit Entleervorrichtungen, an den höchsten Punkten der Leitung Entlüftventile eingebaut. Bei Rohrbrüchen ermöglichen die Absperrschieber und Entleervorrichtungen das Entleeren einer verhältnismäßig nur kurzen Strecke. Das abgelassene Abwasser wird mittels einer fahrbaren Pumpe in den andern Strang abgepumpt.

Sämtliche Haltungen der Druckrohrleitung sind vor Inbetriebnahme mit Wasserdruck, der höher als der höchste Betriebsdruck war, abgepreßt worden. Es wurden hierbei 14 Rohrbrüche festgestellt, die eine Auswechslung der Rohre notwendig machten, trotzdem vor der Verlegung jedes Rohr sorgfältig untersucht und in der Fabrik auf 20 at geprüft war. Dieses Ergebnis beweist die Notwendigkeit, Gußrohre nicht nur in der Fabrik, sondern auch auf der Baustelle nach dem Einbau zu prüfen, wenn man gegen die Unzuverlässigkeit des Materials gesichert sein will. Es sei aber ausdrücklich hervorgehoben, daß hiermit weder der Wert der gußeisernen noch auch der schmiedeisernen Rohre herabgesetzt werden soll; die Frage, ob Gußeisen oder Schmiedeisen für Druckrohre zweckmäßiger ist, ist noch nicht entschieden und wird auch noch lange nicht spruchreif sein.

Die Kosten für die Lieferung und Verlegung der Leitung haben 3 600 000 *M* betragen.

C) Die biologischen Reinigungsanlagen.

1) Unterlagen für die Abmessungen.

Die Bedingungen der Landesaufsichtbehörde für die Ausführung der biologischen Reinigungsanlagen in Stahnsdorf schrieben auf Grund eines Gutachtens der Königl. Versuchs- und Prüfungsanstalt für Wasserversorgung und Abwasserbeseitigung folgende Abmessungen der einzelnen Hauptteile vor:

1) Vorreinigeranlage	50 vH
2) biologische Körper	200 »
3) Nachreinigeranlage	25 »

der täglichen Trockenwetter-Abflußmenge.

Die Wahl des Systemes, ob Tropfkörper oder Kontaktkörper, des Baustoffes für die Körper usw. war durch Bedingungen nicht eingeschränkt.

Als größte zu erwartende Einwohnerzahl ist nach den Angaben der einzelnen Gemeindeverwaltungen zu rechnen:

1) für Wilmersdorf	328 000 Seelen
2) » Schmargendorf	78 000 »
3) » Zehlendorf	150 000 »
4) » Teltow	75 000 »
zusammen	631 000 Seelen.

Um an Kosten für den Ausbau zu sparen und um den künftigen Erfahrungen des Betriebes Rechnung zu tragen, ist der Entwurf für die Kläranlage zunächst für 200 000 Einwohner aufgestellt und eine Erweiterung in 2 Stufen von gleicher Größe vorgesehen. Da für 1 Kopf und Tag ein Wasserverbrauch von 108 ltr gerechnet ist, beträgt die als Grundlage für die Abmessungen der einzelnen Hauptteile der Kläranlage maßgebende Trockenwetter-Abflußmenge

$$Q = \frac{200\,000 \cdot 108}{1000} = 21\,600 \text{ cbm}.$$

In der nachstehenden Zahlentafel ist das von der Landespolizeibehörde verlangte sowie das wirkliche Fassungsvermögen der Hauptteile der ausgeführten Reinigungsanlage zusammengestellt.



Bezeichnung	Fassungsvermögen	
	soll cbm	ist cbm
Vorreinigung	10 800	10 800
Tropfkörper	43 200	44 000
Nachreinigung	5 400	5 460

ander durchflossen werden, und in denen sich die Sinkstoffe infolge der Verlangsamung der Strömgeschwindigkeit absetzen. Aus dem letzten Sedimentärbecken fließen die Abwässer in ein Sammelbecken und aus diesem durch einen mittels Zylinderschützes abgeschlossenen Absturzschacht zu den biologischen Körpern, der Sprinkleranlage. Nach dem Durchgang durch die biologischen Körper fällt das Abwasser in die aus 6 Absetzbecken mit Ueberläufen bestehende Nachreinigeranlage, die ebenfalls der Reihe nach durchflossen

Fig. 13.

Lageplan der biologischen Kläranlage der Gemeinde Wilmersdorf.

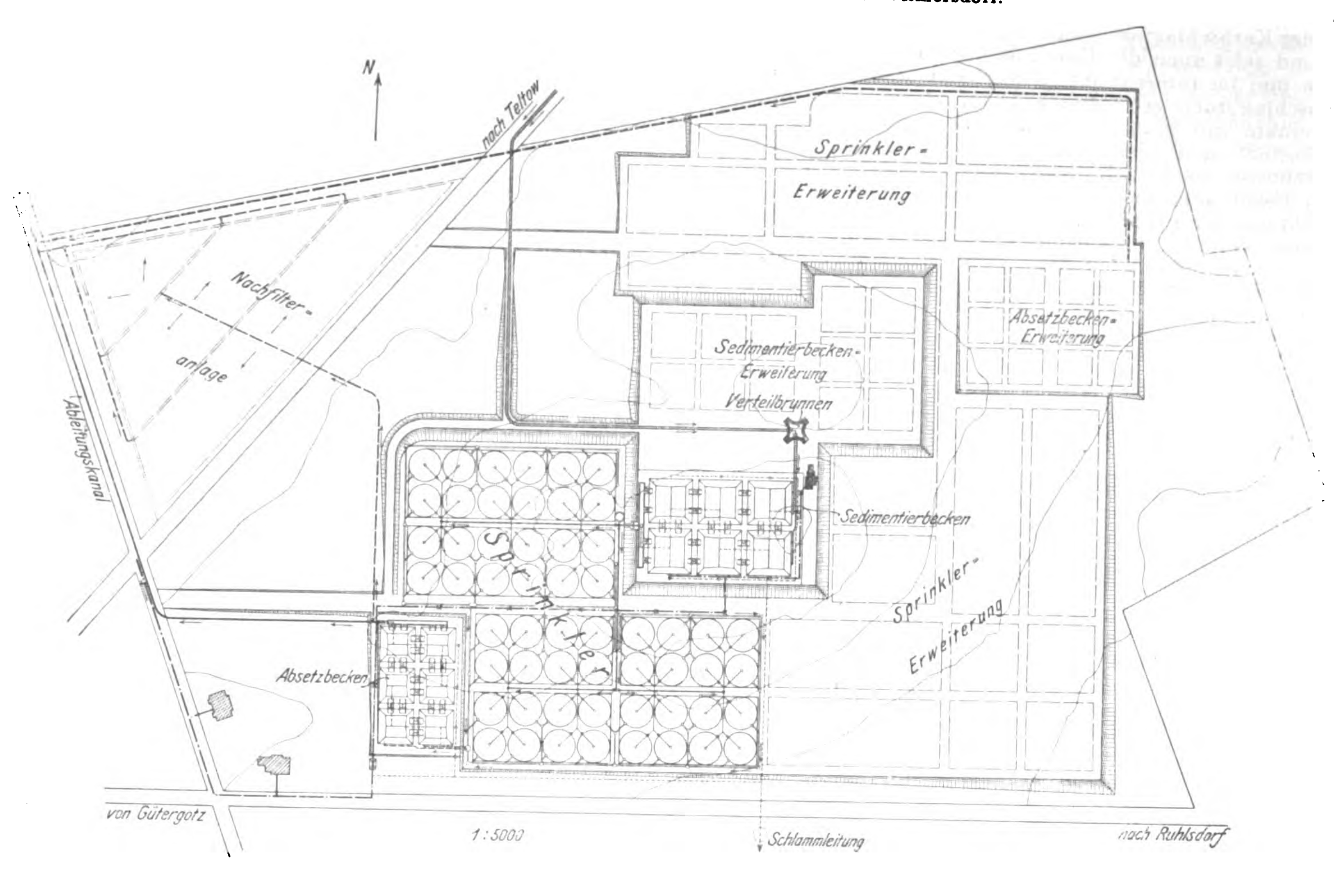


Fig. 14. Höhenprofil der Kläranlage.

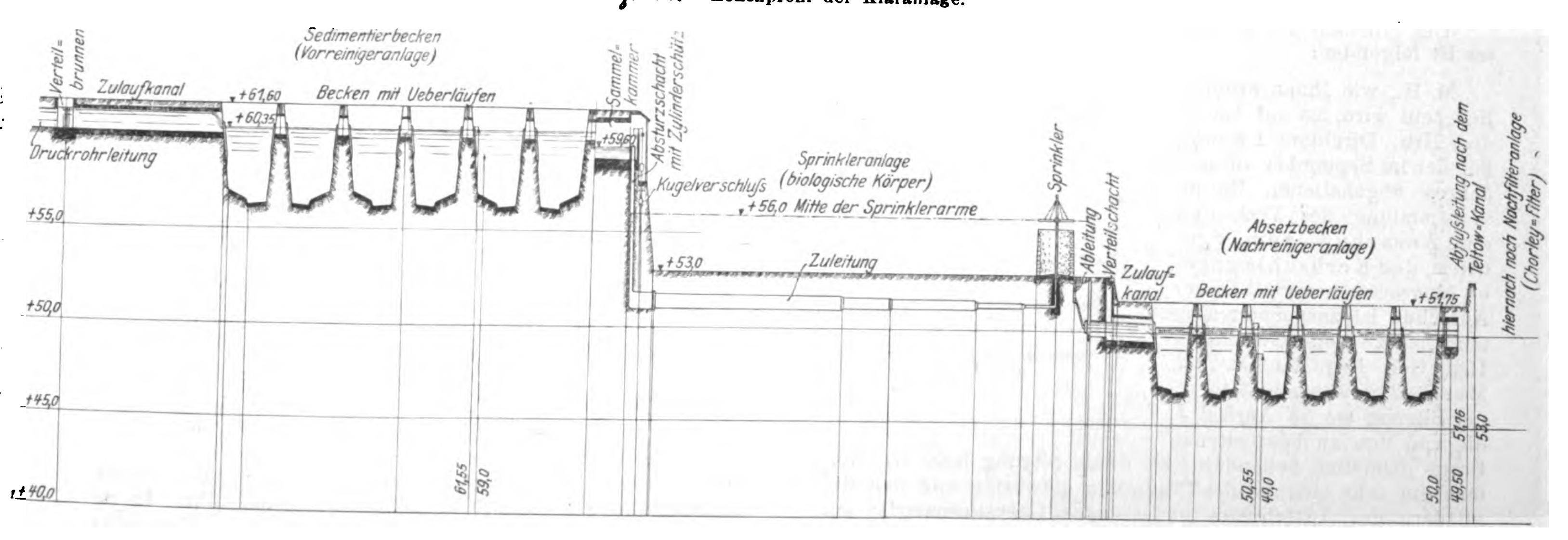


Fig. 13 zeigt einen Grundriß der Gesamtanlage, Fig. 14 einen Höhenriß des ausgeführten Teiles. Die Abwässer werden durch die Druckrohrleitung einem Verteilbrunnen zugeführt; aus diesem gelangen sie zunächst zur Vorreinigeranlage von 6 Sedimentierbecken mit Ueberläufen, die nacheinander durchflossen werden, und in denen sich die Abbauerzeugnisse der biologischen Körper absetzen. Aus dem letzten Absetzbecken fließen die Abwässer durch einen Ableitkanal zum Teltowkanal, oder sie werden noch über eine Nachfilteranlage geleitet, die aus Chorley-Sandfiltern besteht. (Schluß folgt.)

Die Kerbschlagprobe im Materialprüfungswesen.[1])

Bericht des Ausschusses zum Studium der Kerbschlagprobe an die Hauptversammlung des Deutschen Verbandes für Materialprüfungen der Technik, erstattet am 5. Oktober 1907 in Berlin durch

Dr.-Ing. h. c. **Ehrensberger** in Essen.

Der vorliegende Bericht soll keine erschöpfende Abhandlung über das Problem der Kerbschlagprobe darstellen. Er ist die Wiedergabe eines kurzen Referates, das der diesjährigen Hauptversammlung des Deutschen Verbandes für Materialprüfungen der Technik über den Stand der Arbeiten des zum Studium der Kerbschlagprobe eingesetzten Ausschusses erstattet wurde, und setzt auch die Kenntnis der Verhandlungen, die in diesem und im Internationalen Verband über das Problem der Kerbschlagprobe gepflogen wurden, voraus. Von diesem Gesichtspunkte aus muß der Bericht beurteilt werden. Mit diesem Bericht sind die Untersuchungen des oben erwähnten Ausschusses noch keineswegs abgeschlossen. Vielmehr ist durch Festlegung der Art der Apparate, der Form und der Zurichtung der Probestäbe erst die Grundlage geschaffen, auf welcher weitere eingehende Versuche aufzubauen sind. Solche Versuche müßten zunächst, und namentlich ehe an Einführung der Kerbschlagprobe bei Abnahmen gedacht werden könnte, angestellt werden über die Grenzen, in denen die Werte der Kerbzähigkeit bei den wichtigsten Materialien schwanken und bei Voraussetzung guter Qualität schwanken dürfen; denn ohne umfassende Versuche dieser Art wäre die Aufstellung von Bedingungen, denen die Produkte bezüglich der Kerbschlagprobe zu genügen hätten, unmöglich. Wenngleich für Schmiedestücke, Stahlguß, Bleche usw. reichliche Versuchsergebnisse vorhanden sind, so fehlen solche nach andern Richtungen, z. B. bei Schienen, Trägern usw., fast vollständig, und es wäre sehr erwünscht, wenn von möglichst vielen Seiten Versuche angestellt würden, um in nicht allzuferner Zeit über ausgiebige Ergebnisse verfügen zu können.

Der Wortlaut des Berichtes ist folgender:

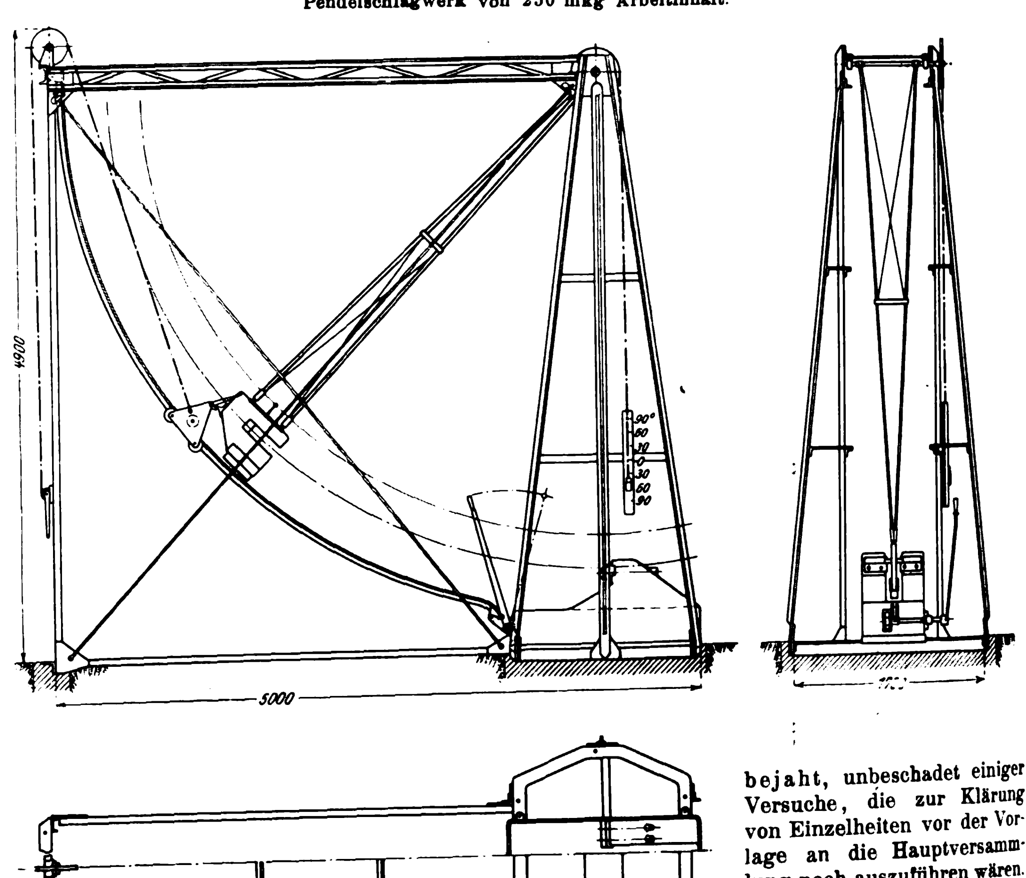
M. H., wie Ihnen erinnerlich sein wird, ist auf Antrag des Hrn. Direktors Lasche auf der im September vorigen Jahres abgehaltenen Hauptversammlung des Verbandes ein Ausschuß zum Studium der Kerbschlagprobe eingesetzt worden. Dieser Ausschuß ist zusammengetreten, hat zu seinem Obmann Hrn. Geh. Reg.-Rat Dr.-Ing. Martens gewählt und in einer Sitzung am 19. April d. J. die von ihm zu bearbeitende Frage gründlich behandelt. Zu dieser Sitzung hatte Hr. Martens ein sehr eingehendes Programm entworfen und den Mitgliedern des Ausschusses umfassendes Literaturmaterial zur Verfügung gestellt. Der Staatssekretär des Reichsmarineamtes hatte die Gewogenheit, zur Teilnahme an der Sitzung die Herren Veith und Hüllmann zu entsenden, die sich an den Verhandlungen in lebhafter Weise beteiligten und dem großen Interesse der Marine an diesem Problem Ausdruck gaben.

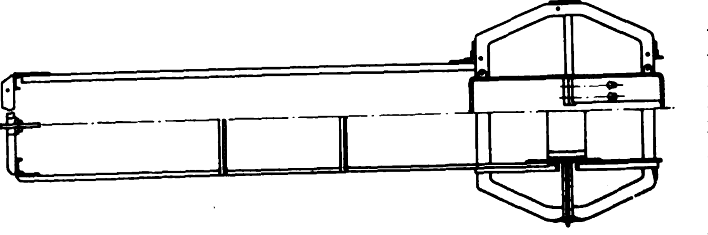
Zur Sache selbst übergehend, kann ich, das Wesen der Kerbschlagprobe und die wichtigeren Veröffentlichungen[1]) darüber als bekannt voraussetzend, gleich damit anfangen, das Ergebnis der Verhandlungen des Ausschusses Ihnen vorzutragen, um sodann die Anträge zu formulieren, die Ihnen der Ausschuß zur Genehmigung vorzulegen beschlossen hat.

Der Ausschuß beschäftigte sich zunächst mit der Frage, ob die bisherigen Erfahrungen mit der Kerbschlagprobe genügend seien, um Grundsätze für die Ausführung der Probe aufstellen und ihre Aufnahme in das Materialprüfungswesen empfehlen zu können. Diese Frage wurde von allen Seiten bejaht, unbeschadet einiger Versuche, die zur Klärung von Einzelheiten vor der Vorlage an die Hauptversammlung noch auszuführen wären. Vor allem wurden die Wichtigkeit der Kerbschlagprobe und die Notwendigkeit der Ergänzung der Materialprüfverfahren durch sie von allen Seiten anerkannt.

Fig. 1.

Pendelschlagwerk von 250 mkg Arbeitinhalt.





Die zweite Frage war, welches System für die Ausführung der Probe in Vorschlag gebracht werden solle. In Betracht könnten kommen die Verfahren von Barba, Frémont, Heyn, Guillery und Charpy. Die beiden ersten benutz-

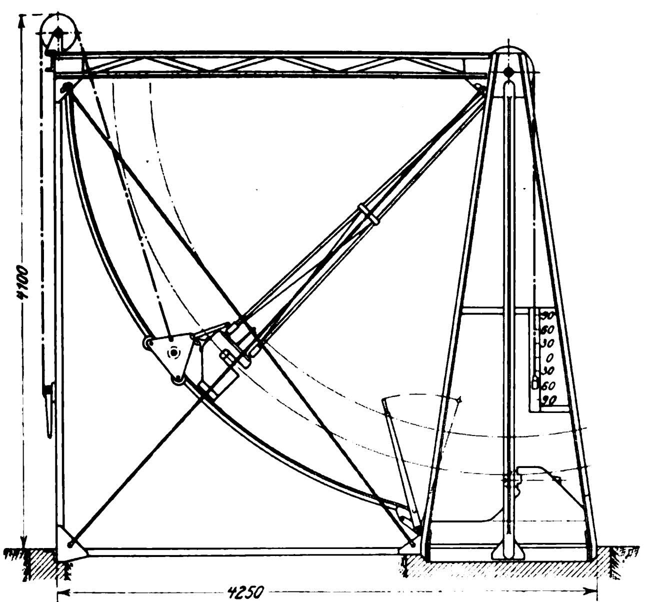
[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

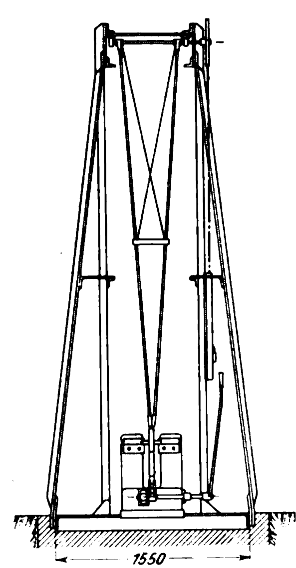
[1]) Vergl. »Stahl und Eisen« 1890 Nr. 1 S. 20; 1892 Nr. 1 S. 20, Nr. 4 S. 196; 1902 Nr. 7 S. 374, Nr. 8 S. 425, Nr. 22 S. 1229; 1906 Nr 1 S. 8, Nr. 11 S. 693, Nr. 19 S. 1217, Nr. 21 S. 1336; 1907 Nr. 31 S. 1121, Nr. 32 S. 1160. In den angezogenen Quellen finden sich auch eingehende Angaben über die einschlägige Literatur des In- und Auslandes.



Fig. 2.

Pendelschlagwerk von 75 mkg Arbeitinhalt.





ten Fallwerke, Heyn Handhammer, Guillery mißt den Geschwindigkeitsverlust eines Schwungrades nach dem Durchschlagen der Probe und Charpy den Energieverlust eines Pendelhammers. **Der Ausschuß war sich darüber klar, daß lediglich der Charpysche Pendelhammer zur Einführung empfohlen werden solle.**

Es bedarf nun nicht der eingehenden Erläuterung, daß es im höchsten Grade wünschenswert wäre, wenn eine in allen Einzelheiten einheitliche Konstruktion des Hammers zur Einführung käme, damit allerorten mit ganz gleichartigen Verhältnissen zu rechnen ist. Der Ausschuß hat deshalb einen entsprechenden Beschluß gefaßt und weiter bestimmt, daß die Firma **Fried. Krupp** im Verein mit Prof. **Stribeck** die Entwürfe ausarbeitet Dies ist in der Zwischenzeit geschehen, und ich habe die Ehre, Ihnen hier die Zeichnungen vorzulegen, die unser technisches Bureau ausgearbeitet hat, welche auch von Prof. Stribeck besichtigt und gutgeheißen worden sind, Fig. 1 bis 3. Ehe ich diese Zeichnungen erläutere, muß ich in meinem Bericht noch fortfahren und Sie mit einigen andern Festsetzungen bekannt machen, die der Ausschuß getroffen hat.

Die Leistung, die man von einem Schlagwerk verlangen muß, richtet sich nach den Abmessungen und der Art der Proben. Ich komme auf diese Einzelfragen noch zurück, möchte jetzt nur so viel sagen, daß nach den bei Krupp vorgenommenen Versuchen unter Berücksichtigung der vom Ausschuß empfohlenen Abmessungen der Probestäbe eine größte lebendige Kraft des Schlagwerkes von 225 mkg gefordert wird. Dies würde zum Bau eines Schlagwerkes von 250 mkg führen. Der Ausschuß hat empfohlen, drei Bauarten vorzuschlagen, nämlich ein großes von 250 mkg Höchstleistung, Fig. 1, ein mittleres von 75 mkg Höchstleistung, Fig. 2, und ein kleines von 10 mkg Höchstleistung, Fig. 3.

Für viele Fälle wird das mittlere ausreichen, das große wird meist nur für besonders zähe Spezialstahle zur Anwendung kommen müssen. Dagegen empfiehlt es sich nicht, die größeren Schlagwerke zu verwenden, wenn nur sehr kleine Kräfte gebraucht werden, da infolge der Reibungswiderstände die Ungenauigkeiten sonst zu groß werden. Die Bauweise ist an die Vorschläge von Charpy angelehnt. Dieser hat mir in entgegenkommendster Weise seine Pläne zur beliebigen, freiesten Benutzung zur Verfügung gestellt, so daß die Pendelhämmer überall ohne weiteres gebaut werden könnten. Die Firma Krupp hat Einzelheiten zu diesen Fallwerken noch nicht gezeichnet. Vielmehr würde sie, wenn die Hauptversammlung die Bauarten, wie sie vorliegen, gutheißt, die Fallwerke erst für sich bauen, um die kleinen Erfahrungen zu sammeln, die bei der Ausführung einer solchen Einrichtung stets zu machen sind, und sie in den herauszugebenden Einzelzeichnungen zu verwerten. Nach diesen dem Verband zu übergebenden genauen Zeichnungen könnten dann die Schlagwerke ohne weiteres bei beliebigen Fabrikanten gebaut werden. Bei dem Entwurf waren folgende Grundsätze maßgebend:

1) Das Pendel ist unten sehr schwer, das Gestänge sehr leicht und stabil gehalten.

2) Das Pendel schwingt in Kugellagern.

3) Die Schwerpunkte des Gestänges, der Pendelmasse sowie des Probestabes und der Treffpunkt der Schlagschneide liegen in der Schwingungsebene des Schwerpunktes des Pendels, um Vibrationen zu vermeiden.

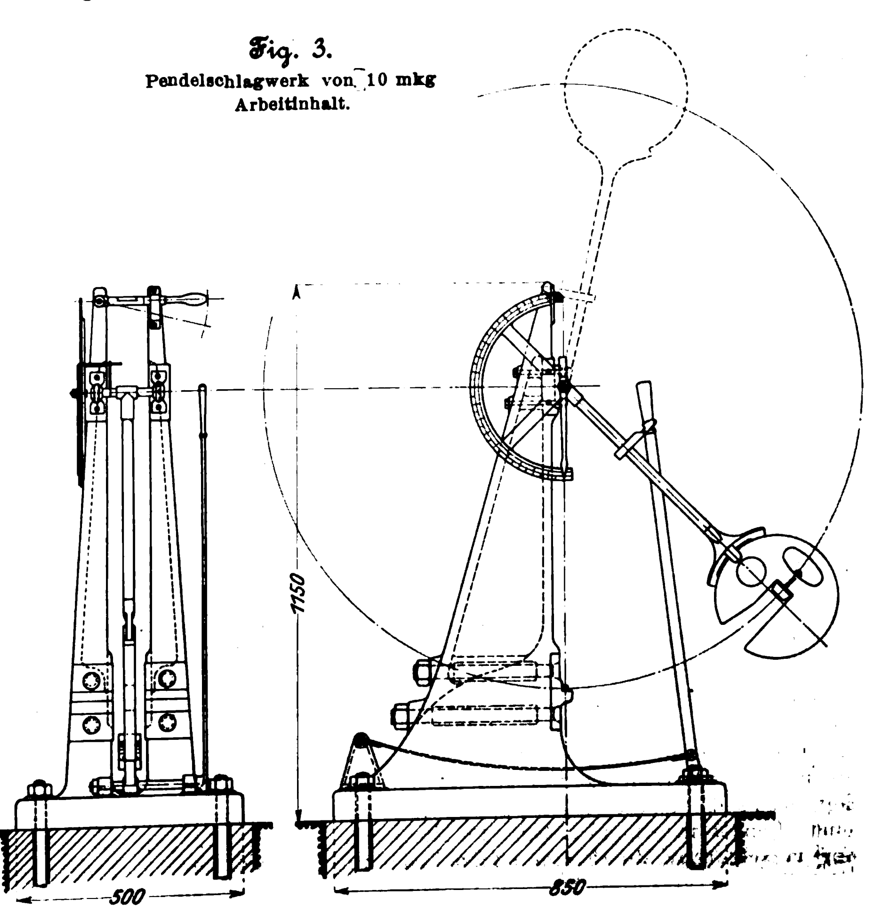
4) Das Stoßzentrum liegt bei dem großen Fallwerk ebenfalls zur Vermeidung von Vibrationen etwa 50, beim mittleren etwa 25 mm über dem Probenschwerpunkt, beim kleinen fallen die beiden Punkte ungefähr zusammen. Die Stützweite ist bei den großen Schlagwerken 120, bei dem kleinen 70 mm.

5) Die Schlagwerke sind so konstruiert, daß sie als Ganzes überall hingestellt werden können.

Die Probe wird in der Weise ausgeführt, daß das Pendel in eine bestimmte Höhe aufgezogen und fallen gelassen wird, so daß die Probe mit einem Schlage durchgeschlagen wird. Es ist dann der Ausschlag auf der andern Seite zu messen,

Fig. 3.

Pendelschlagwerk von 10 mkg Arbeitinhalt.



woraus sich die verzehrte lebendige Kraft ergibt. Das Ablesen des Ausschlages ist mittels eines kleinen Schiebers gedacht. Ich kann hier gleich einschalten, daß man die Pendel natürlich beim Schlagversuch nicht bis zur vollen Höhe aufzuziehen braucht. Man kann bei geringerem Schlagwiderstand auch mit geringerer Energie arbeiten, und Versuche haben erwiesen, daß es ziemlich gleichgültig für den Ausfall der Probe ist, ob die Geschwindigkeit des Pendels im Aufschlag einer Fallhöhe von 1 oder 4 m entspricht. Allerdings wird man nicht an die Grenzen gehen. Prof. Stribeck hat versuchsweise mit außerordentlich großen Geschwindigkeiten gearbeitet, indem er die Probe nicht abgeschlagen, sondern abgeschossen hat. Die Ergebnisse waren dann abweichend.

Der große Hammer von 250 mkg Leistung (85 kg Pendelgewicht, 2,94 m Fallhöhe) und der mittlere Hammer von 75 mkg Leistung (33 kg Pendelgewicht, 2,28 m Fallhöhe) zeigen nur insofern Abweichungen von der bewährten Charpyschen Bauweise, als die Lagerung der Drehachse und die Aufzeichenvorrichtung für die verbrauchte lebendige Kraft geändert sind. Die Drehachse läuft in Kugellagern, der Energieverlust durch wird, befindet sich ein mit Zeiger versehener Schieber. Wenn nun das Pendel herunterschwingt, so bewegt sich das kleine am Draht hängende Gewicht in die Höhe und nimmt den Schieber mit. In dem Augenblick, in dem die Schneide des Hammers den Probestab trifft, d. h. wenn das Pendel in seinem tiefsten Punkt angekommen ist, steht der Zeiger des Schiebers auf dem Nullpunkt der an der Führung angebrachten Teilung. Beim Durchschwingen des Pendels nach der andern Seite wird auch der Zeiger weiter in die Höhe geschoben und bleibt stehen, wenn das Pendel in seinem höchsten Punkt angelangt ist. Der Unterschied zwischen der Fallhöhe des Pendels und der Steighöhe auf der andern Seite kann an der Teilung abgelesen werden

Fig. 6. (vergl. Zahlentafel 3)
Ergebnisse von Zerreiß- und Kerbschlagversuchen mit Stäben aus verschiedenen Spezialstahlen.

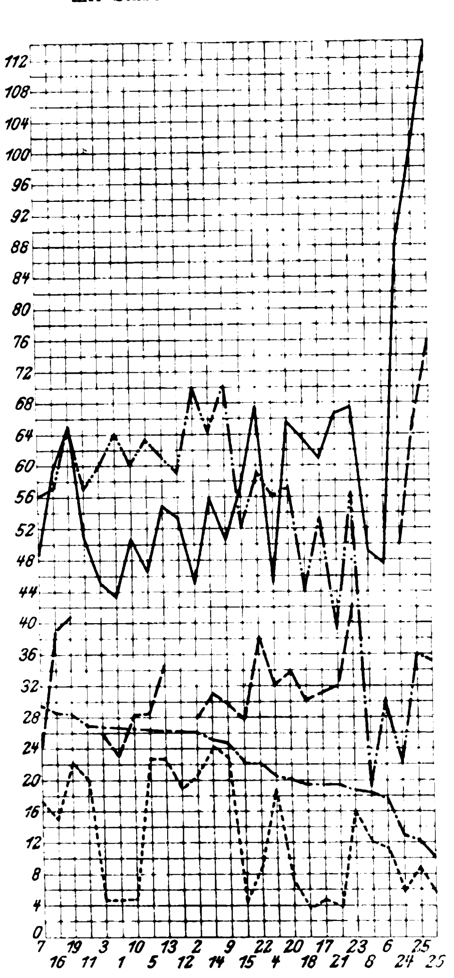


Fig. 4. (vergl. Zahlentafel 1).
Ergebnisse von Zerreiß- und Kerbschlagversuchen mit Stäben aus Kohlenstoffstahl.

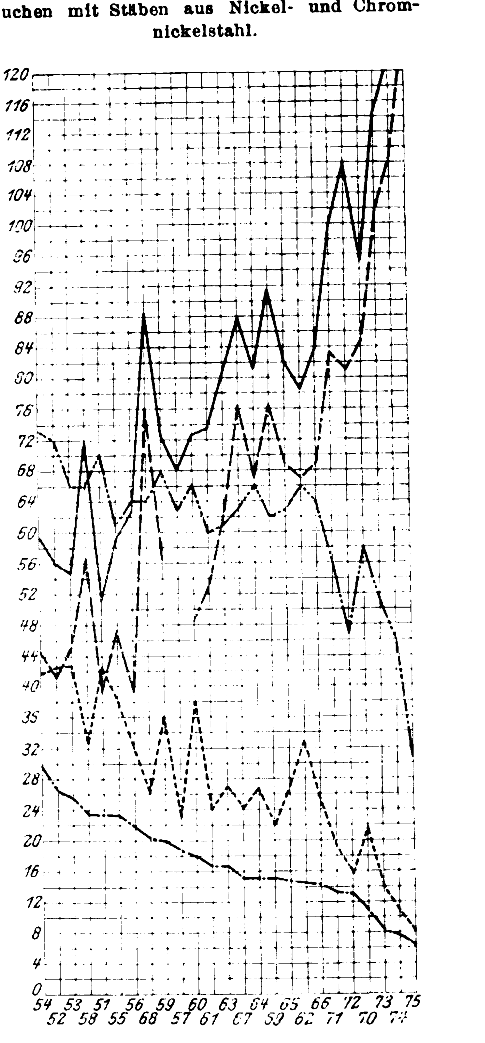


Fig. 5. (vergl. Zahlentafel 2)
Ergebnisse von Zerreiß- und Kerbschlagversuchen mit Stäben aus Nickel- und Chromnickelstahl.

——— Festigkeit in kg/qmm — — — Elastizitätsgrenze in kg/qmm —·—·— Dehnung in vH
—··—·· Kontraktion in vH ----------- Schlagarbeit in mkg/qcm

Reibung ist daher sehr gering. Für die Aufzeichnung ist auf das äußere Ende der Drehachse eine Scheibe aufgesetzt und um diese ein dünner Draht geschlungen, welcher an seinem unteren Ende zur Spannung ein kleines Gewicht trägt, das sich in einer Führung bewegt und bei hochgezogenem Pendel in seinem tiefsten Punkte steht. In der Führung verschiebbar, durch eine leichte Feder nur so stark angedrückt, daß er durch Reibung in jeder Lage festgehalten und entspricht der Arbeit, welche für das Durchschlagen des Probestabes verbraucht worden ist. Das Pendel wird zur Ausführung des Schlages durch eine Handwinde in die Höhe gezogen. Da es, wenn nicht alle Kraft verzehrt wird, nach dem Brechen des Stabes noch lange fortschwingen würde, so wird es durch eine Bremse zum Stillstand gebracht. Diese besteht in einem gerauhten, kreisförmig gebogenen Flacheisen, welches durch eine Hebelbewegung gehoben und ge-



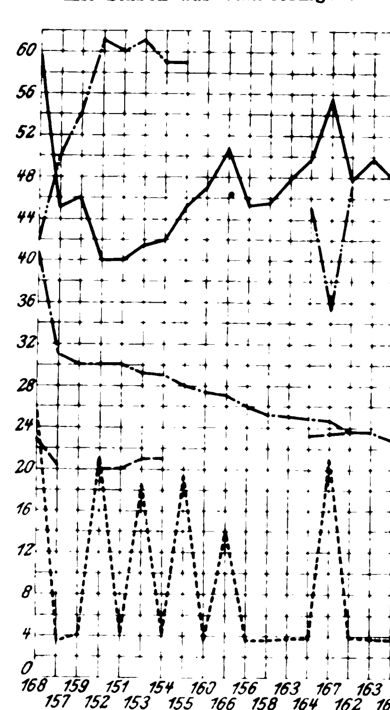
gen die unten am Hammer angebrachte Bürste gedrückt wird.

Der kleine Pendelhammer von 10 mkg Leistung (8,2 kg Pendelgewicht, 1,22 m Fallhöhe) ist dem Charpyschen kleinen Hammer fast genau nachgebildet. Das Pendel wird hier mit der Hand hochgehoben, die Steighöhe durch einen Zeiger angegeben.

Die weiteren Verhandlungen und Beschlüsse des Ausschusses bezogen sich auf Form und Zurichtung des Probestabes, die Versuchstemperatur, die beim Versuch zu ermittelnden Werte und eine einheitliche Bezeichnung der Probe selbst und der dabei vorkommenden Vorgänge und Begriffe. Was zunächst die Stabform betrifft, so schlägt Charpy Stäbe von 160 mm Länge und 30 × 30 mm Querschnitt vor. Diese Stäbe sind durch ein Loch von 6 mm, das neben der Mitte gebohrt und nach der Seite aufgeschnitten ist, gekerbt. Für Bleche und dünnere Gegenstände als 30 mm wird dieselbe Art der Probe mit verminderter Dicke vorgeschlagen. Es ergibt sich dann ein Stab mit 15 mm tiefem Kerb, der am Boden nach einem Halbmesser von 3 mm gerundet ist. Die Stützweite der Probe ist 120 mm; sie wird von der nicht gekerbten Seite aus durchgeschlagen. Der Ausschuß hat beschlossen, diese Probe vorzuschlagen, mit Ausnahme des Lochdurchmessers, der auf 4 mm festgesetzt worden ist

Fig. 7. (vergl. Zahlentafel 4)

Ergebnisse von Zerreiß- und Kerbschlagversuchen mit Stäben aus Stahlformguß.



Zahlentafel 1. Kohlenstoffstahl.

Nr.	Festigkeit	Elastizitätsgrenze	Dehnung	Kontraktion	Schlagarbeit
	kg	kg	vH	vH	mkg/qcm
1	43,3	23,0	26,5	64	4,6
2	45,1	25,6	26,0	70	20,4
3	45,1	25,6	26,7	60	4,6
4	45,1	30,1	20,4	56	18,5
5	46,5	28,3	26,3	63	22,4
6	47,6	—	17,5	30	11,2
7	48,6	23,9	29,2	56	17,2
8	49,1	—	18,3	19	12,0
9	50,4	29,5	24,5	70	22,6
10	50,5	28,1	26,4	60	4,7
11	50,9	—	26,9	57	19,9
12	53,3	—	26,1	59	18,8
13	54,8	34,5	26,3	61	22,4
14	55,7	30,9	25,0	64	24,1
15	57,1	27,4	22,0	52	4,6
16	59,2	38,9	28,3	57	15,1
17	61,0	30,9	19,3	53	4,6
18	63,3	30,1	19,4	44	3,7
19	64,5	40,7	28,3	65	22,1
20	65,4	33,6	20,0	57	7,1
21	66,3	31,8	19,3	39	3,8
22	67,2	38,0	22,0	59	9,0
23	67,2	42,2	18,6	56	15,7
24	87,5	49,5	12,8	22	5,6
25	100,0	65,4	12,1	36	8,5
26	112,3	75,2	10,0	35	5,6

Die Dehnungen sind an Normalproben $l = 10\,d$ gemessen.

Zur Begründung dieser Beschlüsse muß ich etwas weiter ausholen. Die Abmessung der Probestäbe, die Art des Kerbes, alles das spielt beim Probenergebnis eine gewaltige Rolle.

Zahlentafel 2. Nickel- und Chromnickelstahl.

Nr.	Festigkeit	Elastizitätsgrenze	Dehnung	Kontraktion	Schlagarbeit
	kg	kg	vH	vH	mkg/qcm
51	51,3	39,8	23,3	70	42,1
52	53,9	41,6	26,7	72	42,2
53	54,8	45,1	25,7	66	42,5
54	57,5	44,2	29,5	73	41,8
55	59,2	45,1	23,3	61	37,8
56	62,8	39,8	21,8	64	32,0
57	68,1	—	18,8	63	23,1
58	71,6	56,6	23,5	66	35,0
59	72,5	56,6	20,0	68	36,0
60	72,5	48,6	18,0	66	37,6
61	73,4	53,0	16,7	60	24,2
62	78,7	67,2	14,5	66	32,8
63	80,5	61,9	16,7	61	27,0
64	81,3	67,2	15,1	66	26,6
65	82,2	69,0	14,8	63	26,6
66	84,0	69,0	14,3	64	25,2
67	87,9	76,4	15,2	63	24,2
68	88,4	76,0	20,3	64	26,3
69	91,4	76,4	15,1	62	22,1
70	95,5	84,9	10,8	58	21,5
71	100,0	83,1	13,3	56	19,3
72	107,9	81,3	13,0	47	16,0
73	114,1	101,7	8,3	51	14,0
74	131,7	108,8	7,7	46	11,0
75	190,0	163,5	6,5	31	8,3

Zahlentafel 3. Verschiedene Spezialstahle.

Nr.	Festigkeit	Elastizitätsgrenze	Dehnung	Kontraktion	Schlagarbeit
	kg	kg	vH	vH	mkg/qcm
101	72,5	46,0	26,7	56	13,4
102	72,5	46,9	17,0	57	18,0
103	76,1	46,9	17,7	63	17,8
104	79,6	60,1	18,0	58	17,8
105	82,2	60,1	16,0	58	18,4
106	83,1	56,6	21,5	62	23,9
107	85,8	68,1	14,5	57	11,4
108	85,8	64,5	15,7	57	15,5
109	88,0	53,0	13,5	50	16,6
110	92,8	76,9	10,7	59	18,4
111	96,4	80,5	11,7	60	18,2
112	125,6	107,0	8,4	36	6,4

Zahlentafel 4. Stahlformguß.

Nr.	Festigkeit	Elastizitätsgrenze	Dehnung	Kontraktion	Schlagarbeit
	kg	kg	vH	vH	mkg/qcm
151	40,0	20	30	60	4,5
152	40,0	20	30	61	21,0
153	41,4	21	29,2	61	18,2
154	42,0	21	29	59	4,4
155	45,0	—	28	59	19,1
156	45,2	—	26	—	3,7
157	45,2	20,4	31,0	50	3,7
158	45,5	—	25,2	—	3,7
159	46,0	—	30	54	4,1
160	46,8	—	27,3	—	3,8
161	47,8	26,5	22,9	51	3,7
162	47,8	23,6	23,6	47	3,9
163	47,8	—	25	—	3,8
164	49,7	23,2	24,8	45	3,8
165	49,7	—	23,5	—	3,8
166	50,3	—	27	—	13,8
167	55,3	23,4	24,7	35,4	20,7
168	59,5	22,9	40,5	42,0	25,1

Die Dehnungen sind an Normalproben $l = 10\,d$ gemessen.

Fig. 9. (vergl. Zahlen-

Art der Entnahme der Probestäbe aus der

Es ist deshalb unbedingt erforderlich, hier Normalien zu schaffen, da sonst ganz unvergleichbare und unbrauchbare Werte zutage gefördert werden würden. Sie gestatten, daß ich Ihnen die Ergebnisse von Versuchen vorlege, welche diese Beziehungen näher darlegen. Sie sind von der Firma Krupp mit einem Pendelhammer Charpyscher Konstruktion von 190 mkg Höchstleistung ausgeführt.

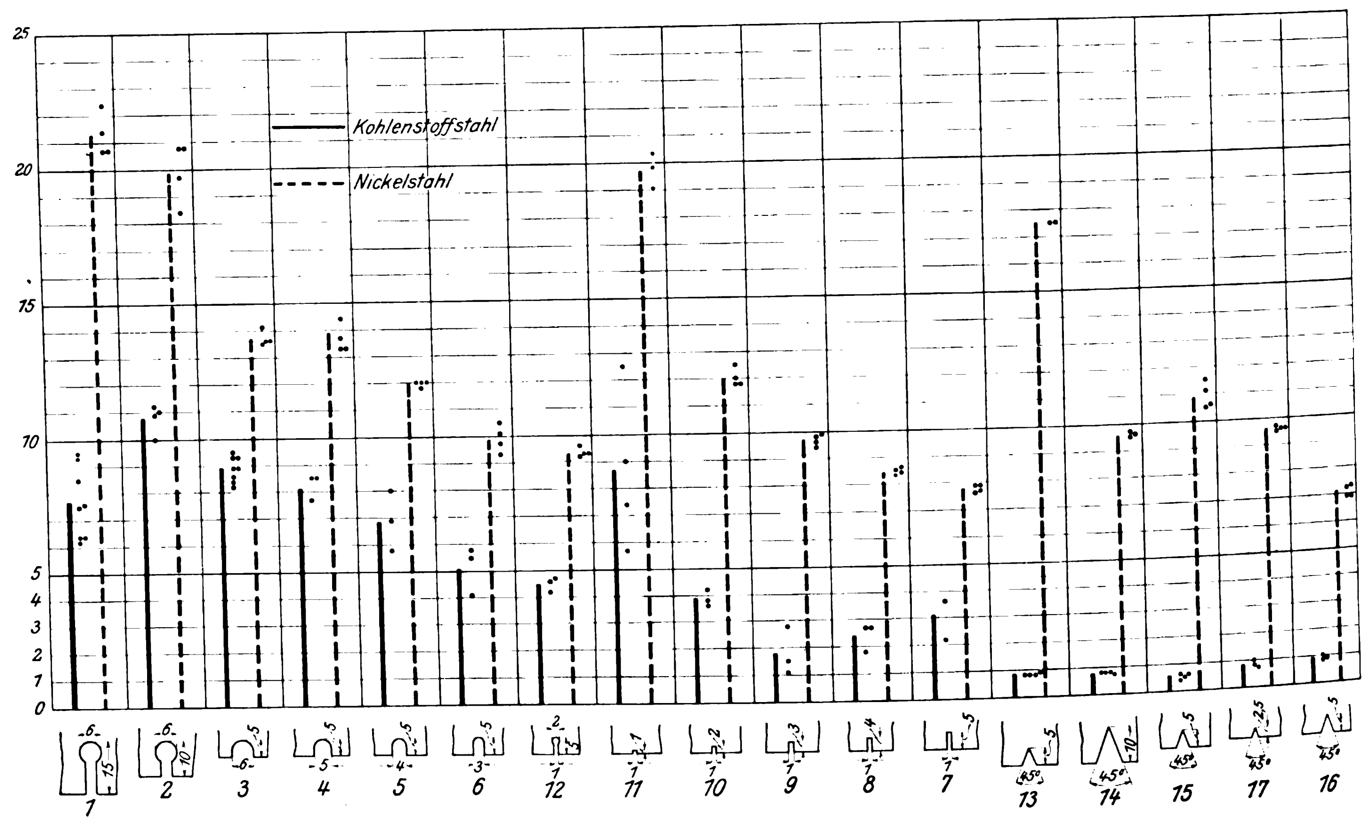
Zunächst möchte ich Ihnen die Ergebnisse der Schlagproben von Kohlenstoffstahlen und Spezialstahlen zeigen, ausgeführt mit Charpyschen Normalstäben, 160 lang, 30 × 30 mm Querschnitt, 6 mm Loch, 4,5 qcm Querschnitt im Kerb. Die Versuchsergebnisse sind gemessen als verbrauchte lebendige Kraft für 1 qcm Stabquerschnitt im Kerb.

trägt z. B. in einem Falle bei einer Dehnung von 26,7 vH die Schlagarbeit nur etwas über 4,6 mkg, während sich in einem andern Falle bei nur 18,6 vH Dehnung eine Schlagarbeit von 15,7 mkg ergab. Die Betrachtung der Schlagarbeit führt also zu einer andern Bewertung des Materiales als die Betrachtung der Dehnung.[1])

Fig. 8.

Schlagarbeiten, erhalten bei Stäben mit verschiedenen Kerb- und Stabformen aus Kohlenstoffstahl und Nickelstahl.

Kohlenstoffstahl: Elastizitätsgrenze 32,3 kg, Festigkeit 53,9 kg, Dehnung 37,3 vH, Kontraktion 59,5 vH.
Nickelstahl: » 57,6 », » 79,5 », » 18,3 », » 60 ».



Zahlentafel 1 und Fig. 4 geben die Bruchfestigkeiten (in kg/qmm), Elastizitätsgrenzen (in kg/qmm), Dehnungen, Querschnittsverminderungen und Schlagarbeiten (in mkg/qcm) für eine Anzahl Kohlenstoffstahle wieder. Die einzelnen Versuchsergebnisse sind in Fig. 4 nach den Dehnungen der Zerreißprobe geordnet, so daß diese eine stetig verlaufende Kurve bilden. Im allgemeinen nimmt die Dehnung, wie ja nicht anders zu erwarten, mit steigender Festigkeit ab. Nach den landläufigen Begriffen sollte man annehmen, daß eine Uebereinstimmung zwischen Dehnung und Schlagarbeit herrsche, daß also die Linie der Schlagarbeiten parallel der Dehnungslinie verlaufe. Dies ist jedoch nicht der Fall. Es be-

[1]) Zu den Zahlentafeln 1 bis 4 ist folgendes zu bemerken: Es war lediglich die Absicht, vor Augen zu führen, daß man durch die Ergebnisse der Kerbschlagprobe unter Umständen zu einer andern Bewertung der Materialien gelangt als durch die Zerreiß- und Dehnungsprobe.

Zahlentafel 1 enthält normale und minderwertige Stahle, um zu zeigen, daß die Kerbschlagprobe die geringe Qualität in Fällen erkennen läßt, in welchen gute Dehnungsergebnisse einen Schluß auf gute Qualität zulassen würden.

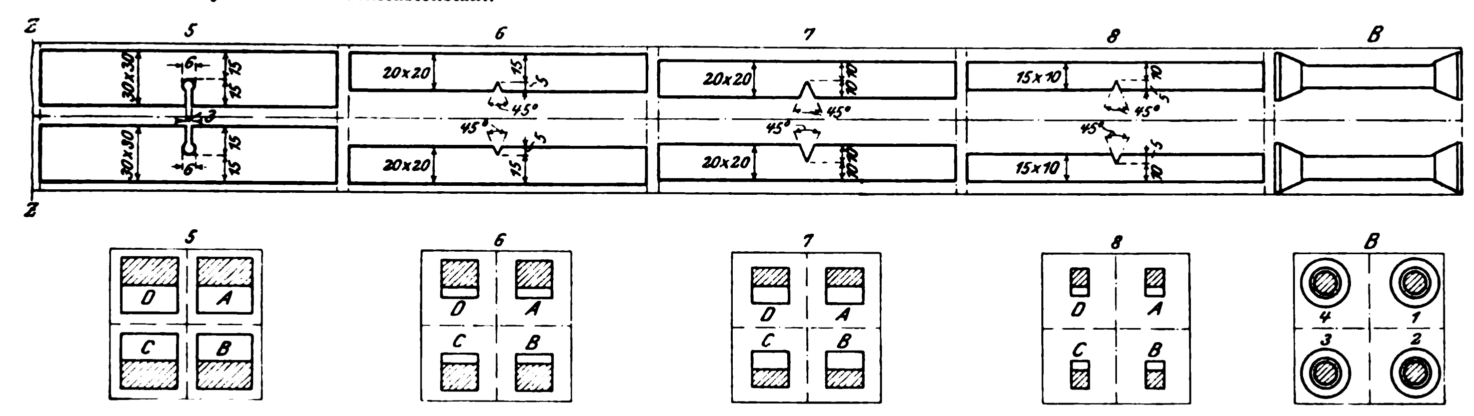
Nr. 1, 3, 20, 21, 22 beziehen sich auf Schmiedestücke, welche zu heiß verschmiedet wurden.

Nr. 10, 15, 17, 18 beziehen sich auf Eisenbahnachsen, die ohne sichtliche Veranlassung im Betrieb gebrochen sind.

Zahlentafel 2 enthält normale Nickel- und Nickelchromstahle.

tafel 5 und Fig. 8)

Stange von 80 × 80 mm Querschnitt. Kohlenstoffstahl.



Zahlentafel 5. Ergebnisse der Kerbschlagproben aus Kohlenstoffstahl.

Die Zerreißproben von den beiden Enden des 80 mm-Stabes ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung	Kontraktion
32,48 kg	53,7 kg	28,43 vH	59,5 vH
31,8 »	54,13 »	26,10 »	59,5 »

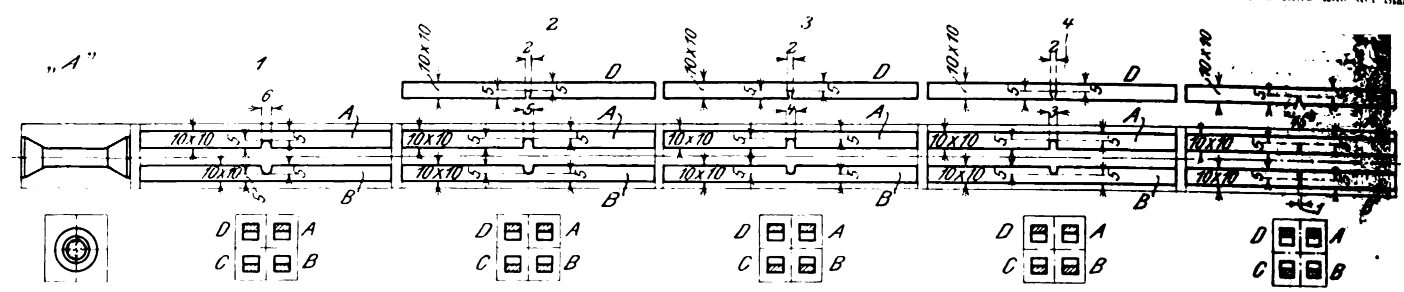
Die Zerreißproben von den beiden Enden des 40 mm-Stabes ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung	Kontraktion
28,3 kg	51,3 kg	36,7 vH	58 vH
28,3 »	53,0 »	35,0 »	58 »

Nr.	Form	Bezeichnung des Stabes	Fallhöhe m	spez. Schlagarbeit mkg
1		4 A 80	2	6,4
		4 B 80	2	7,5
		4 C 80	2	8,5
		4 D 80	2	7,6
		5 A 80	2	6,2
		5 B 80	2	9,5
		5 C 80	2	6,4
		5 D 80	2	9,3
2		2 A 80	1,5	11,0
		2 B 80	1,5	11,2
		2 C 80	1,5	10,9
		2 D 80	1,5	10,0
3		3 A 80	1,5	8,9
		3 B 80	1,5	8,4
		3 C 80	1,5	9,5
		3 D 80	1,5	9,3
		13 A 80	1,5	0,9
		13 B 80	1,5	0,8
		13 C 80	1,0	0,8
		13 D 80	1,0	0,8
4		14 A 80	1,5	0,6
		14 B 80	1,5	0,8
		14 C 80	1,5	0,8
		14 D 80	1,0	0,7
5		15 A 80	0,5	0,6
		15 B 80	0,5	0,4
		15 C 80	0,5	0,6
		15 D 80	0,5	0,5
6		3 A 40	1,5	8,2
		3 B 40	1,5	9,3
		3 C 40	1,5	8,9
		3 D 40	1,0	8,6
7		4 A 40	1,0	8,5
		4 B 40	1,0	7,7
		4 C 40	1,0	8,5
8		5 A 40	1,0	6,9
		5 B 40	1,0	5,8
		5 C 40	1,0	8,0
9		6 A 40	1,0	4,1
		6 B 40	1,0	5,8
		6 C 40	1,0	5,5
10		7 A 40	1,0	2,2
		7 B 40	1,0	3,6
		7 C 40	1,0	3,6
11		8 A 40	1,0	2,7
		8 B 40	1,0	1.8
		8 C 40	1,0	2,7
		9 A 40	1,0	1,1
		9 B 40	1,0	1,5
		9 C 40	1,0	2,8
12		10 A 40	1,0	3,8
		10 B 40	1,0	3,6
		10 C 40	1,0	4,2
13		11 A	1,0	nicht durchschlagen
		11 B	1,0	nicht durchschlagen
		11 C	1,5	12,5
14		12 A	1,5	9,0
		12 B	1,5	5,7
		12 C	1,5	7,4
15		4 D	1,0	4,7
		5 D	1,0	4,2
		6 D	1,0	4,6
16		7 D	1,0	0,9
		8 D	1,0	0,8
		9 D	1,0	1,0
17		10 D	1,0	0,8
		11 D	1,0	0,7
		12 D	1,0	1,0

Fig. 10. (vergl. Zahlen-

Art der Entnahme der Probestäbe aus der Stange



Zahlentafel 6.

Versuche mit Proben aus zwei geschmiedeten Stäben von 80 und 40 mm Seitenlänge aus 6proz. Nickelstahl.

Nr.	Form	Bezeichnung des Stabes	Fallhöhe m	Schlagwiderstand mkg	Nr.	Form	Bezeichnung des Stabes	Fallhöhe m	Schlagwiderstand mkg
Ergebnisse der Schlagproben aus dem 80 mm-Stab.									
1		1 A 80	3	26,4	13		13 A 80	1,5	nicht durchgeschlagen
		1 B 80	3	25,7			13 B 80	2,0	17,5
		1 C 80	3	25,7			13 C 80	1,5	nicht durchgeschlagen
		1 D 80	3	27,4			13 D 80	2,0	17,5
2		2 A 80	2	25,8	14		14 A 80	1,5	nicht einwandfrei
		2 B 80	2	23,4			14 B 80	1,5	9,7
		2 C 80	2	25,8			14 C 80	1,5	9,6
		2 D 80	2	24,7			14 D 80	1,5	9,5
3		3 A 80	1	14,1	15		15 A 80	1,0	11,1
		3 B 80	1	13,6			15 B 80	1,0	10,5
		3 C 80	1	13,6			15 C 80	1,0	10,6
		3 D 80	1	13,5			15 D 80	1,0	11,5
Ergebnisse der Schlagproben aus dem 40 mm-Stab.									
3		3 A 40	1	14,5	9		9 A 40	1,5	9,4
		3 B 40	1	15,1			9 B 40	1,5	9,8
		3 C 40	1	13,4			9 C 40	1,0	9,6
		3 D 40	1,5	13,0			9 D 40	1,0	8,9
4		4 A 40	1	13,7	10		10 A 40	1,0	11,8
		4 B 40	1	14,4			10 B 40	1,0	12,5
		4 C 40	1,5	13,3			10 C 40	1,0	12,0
		4 D 40	1,5	13,3			10 D 40	1,0	11,8
5		5 A 40	1	12,0	11		11 A 40	1,0	nicht durchgeschlagen
		5 B 40	1	12,0			11 B 40	1,5	20,3
		5 C 40	1,5	11,8			11 C 40	1,5	19,0
		5 D 40	1,5	12,0			11 D 40	1,5	19,8
6		6 A 40	1,0	10,1	12		12 A 40	1,0	9,3
		6 B 40	1,0	9,3			12 B 40	1,0	9,6
		6 C 40	1,0	10,5			12 C 40	1,0	9,2
		6 D 40	1,0	9,7			12 D 40	1,0	9,3
7		7 A 40	0,5	7,9	16		16 A 40	1,0	6,9
		7 B 40	0,5	7,9			16 B 40	1,0	7,3
		7 C 40	1,0	7,7			16 C 40	1,0	7,2
		7 D 40	1,0	7,6			16 D 40	1,0	6,9
8		8 A 40	1,0	8,4	17		17 A 40	1,0	9,6
		8 B 40	1,0	8,5			17 B 40	1,0	9,7
		8 C 40	1,0	8,6			17 C 40	1,0	9,6
		8 D 40	1,0	8,3			17 D 40	1,0	9,5

Die im Vergleich zu Kohlenstoffstahlen erfahrungsgemäß bessere Qualität und namentlich größere Zähigkeit derselben wird durch die Zerreißprobe nicht zum Ausdruck gebracht. Die durch die Kerbschlagprobe ermittelten Werte lassen die Ueberlegenheit der Nickel- und Nickelchromstahle erkennen.

Zahlentafel 3 enthält die verschiedenartigsten Spezialstahle. Sie sind nur angeführt, um zu zeigen, wie auch bei ihnen die Kerbschlagprobe andre Werte als die Dehnung ergibt.

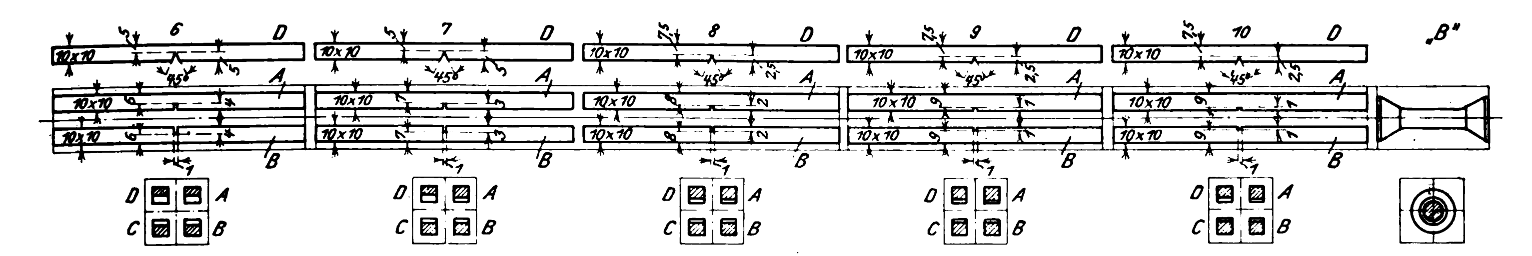
In Zahlentafel 4 ist Stahlformguß aufgenommen. Es ist bekannt, daß guter Stahlguß meist besonders hohe Werte der Bruchdehnung, mitunter bessere als bei geschmiedetem Material ergibt. Es ist deshalb aber nicht anzunehmen, daß er besser als das letztere wäre.

Die Kerbschlagprobe zeigt, daß dem Stahlguß meist eine sehr geringe Kerbzähigkeit zu eigen ist. In Zahlentafel 4 zeigen nur die welchen Stahlgußsorten gute Werte der Kerbzähigkeit, sowie Nr. 167 und 168, welche Werte sich auf Gußstücke aus 25 prozentigem Nickelstahl beziehen.



tafel 5 und Fig. 8)

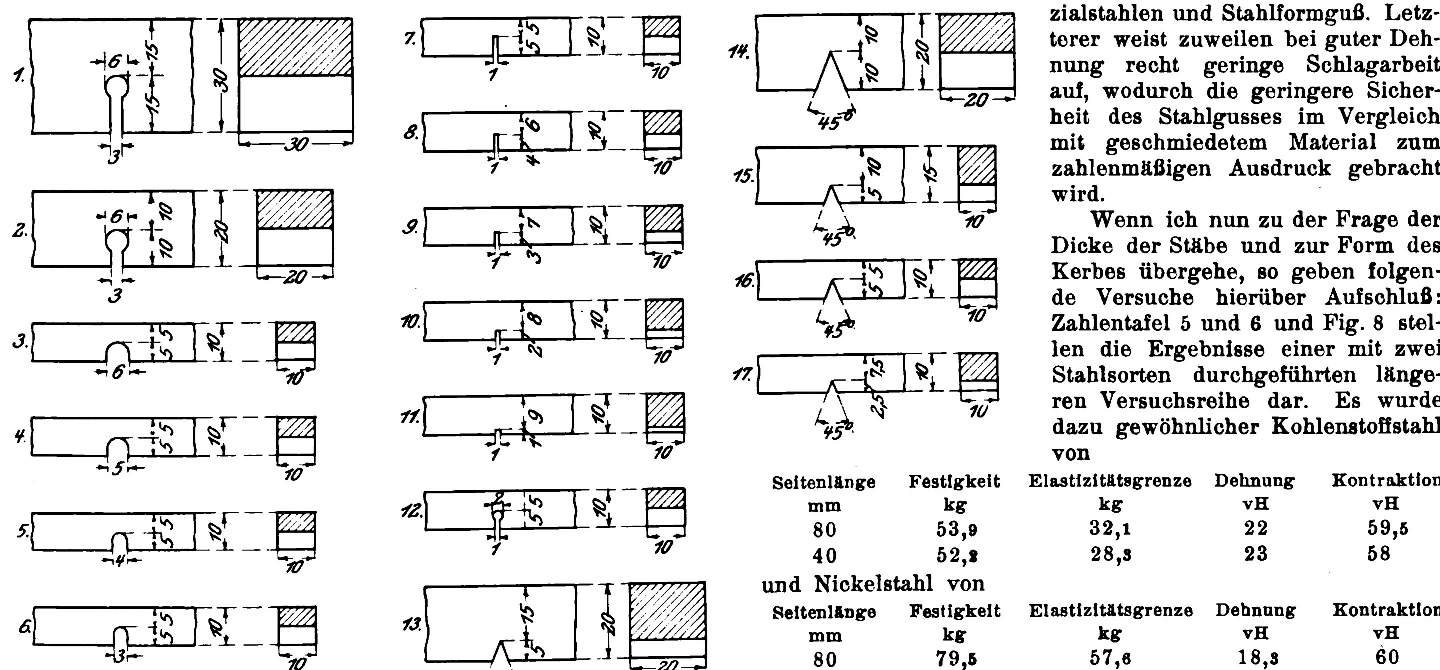
von 40 × 40 mm Querschnitt. Kohlenstoffstahl



In Zahlentafel 2 und Fig. 5 sind in derselben Weise die Ergebnisse von Zerreiß- und Kerbschlagproben von Nickel- und Nickelchromstahlen dargestellt. Hier ist zu bemerken, daß die Linie der Schlagarbeiten im großen und ganzen ähnlich verläuft wie die Linie der Dehnungen und umgekehrt wie die Linie der Festigkeiten. Es liegt dies daran, daß alle diese Proben ein Höchstmaß von Zähigkeit besaßen. Bemerkenswert ist auch, daß hier die Linie der Schlagarbeiten oberhalb der Dehnungslinie verläuft, während sie bei den Kohlenstoffstahlen unter der Dehnungslinie bleibt. Man kann aber auch bei Nickelstahl, je nach der Verarbeitung, trotz guter Dehnung in der Zerreißprobe geringe Schlagarbeit erhalten.

Fig. 11.

Zusammenstellung der verschiedenen Kerbarten und Stabquerschnitte



Zahlentafel 3 und 4 sowie Fig. 6 und 7 geben die Ergebnisse von Versuchen mit verschiedenen Spezialstahlen und Stahlformguß. Letzterer weist zuweilen bei guter Dehnung recht geringe Schlagarbeit auf, wodurch die geringere Sicherheit des Stahlgusses im Vergleich mit geschmiedetem Material zum zahlenmäßigen Ausdruck gebracht wird.

Wenn ich nun zu der Frage der Dicke der Stäbe und zur Form des Kerbes übergehe, so geben folgende Versuche hierüber Aufschluß: Zahlentafel 5 und 6 und Fig. 8 stellen die Ergebnisse einer mit zwei Stahlsorten durchgeführten längeren Versuchsreihe dar. Es wurde dazu gewöhnlicher Kohlenstoffstahl von

Seitenlänge mm	Festigkeit kg	Elastizitätsgrenze kg	Dehnung vH	Kontraktion vH
80	53,9	32,1	22	59,5
40	52,2	28,3	23	58

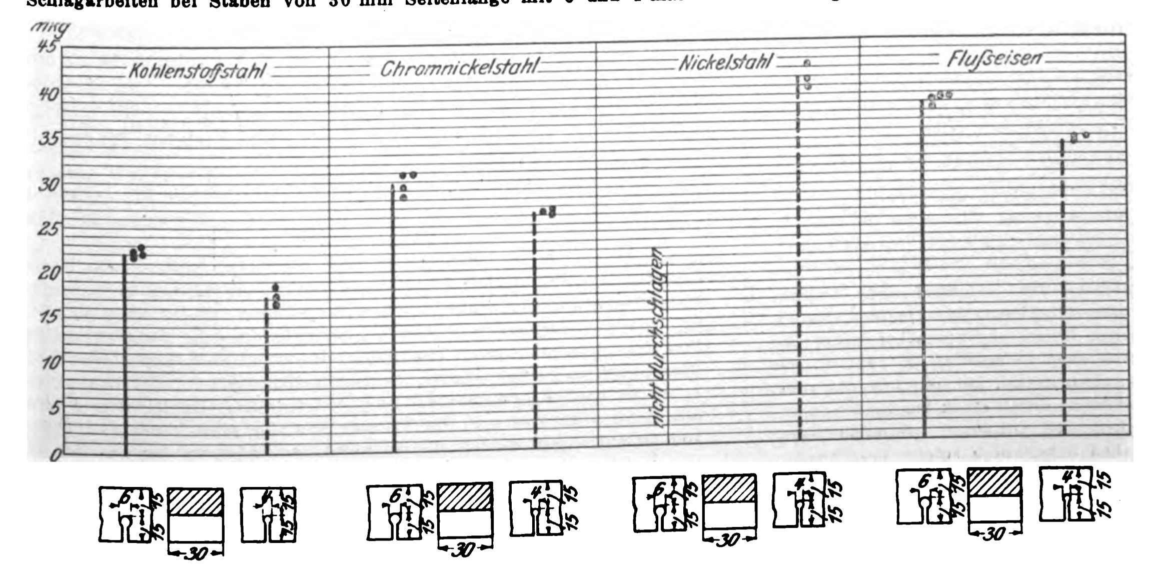
und Nickelstahl von

Seitenlänge mm	Festigkeit kg	Elastizitätsgrenze kg	Dehnung vH	Kontraktion vH
80	79,5	57,6	18,3	60
40	77,8	56,6	21,2	62

verwendet. Für diese Versuchsreihe wurden Stäbe von 80 und 40 mm Seitenlänge in besonders sorgfältiger gleichmäßiger Weise ausgeschmiedet und geglüht. Zur Kontrolle der Gleichmäßigkeit wurden von beiden Enden Zerreißproben entnommen. Dann wurden die Stäbe durch zwei senkrecht zueinander stehende Schnitte in vier Teile zerlegt und aus diesen die einzelnen Probestäbe so herausgearbeitet, daß die Mittelpunkte der Bruchquerschnitte alle in dieselbe Entfernung von der ursprünglichen Mittellinie des Schmiedestückes fielen. Außerdem wurden alle Einkerbungen von der Seite aus gemacht, welche der

Fig. 12.

Schlagarbeiten bei Stäben von 30 mm Seitenlänge mit 6 und 4 mm weiter Bohrung bei verschiedenen Stahlsorten.



Mittelebene der Stange zugekehrt war, um auf diese Weise Fehler auszumerzen, die etwa hätten entstehen können, wenn das Material nicht über den ganzen Stangenquerschnitt völlig gleichmäßig war, wenn z. B. die Wirkung des Schmiedens außen eine andre war als in größerer Tiefe. Fig. 9 und 10 zeigen die Einteilung der geschmiedeten Stangen und die Lage der einzelnen Probestäbe in denselben. Es wurden angewendet: runde Kerbe mit Abrundungshalbmessern von 3, 2½, 2, 1½ und 1 mm, scharfe Kerbe, deren Seitenflächen einen Winkel von 45° bildeten und mit einer Tiefe von ¼, ⅓ und ½ der Stabhöhe, Kerbe mittels Sägenschnittes, 1 mm weit, in Tiefen von 1, 2, 3, 4 und 5 mm. Fig. 11 zeigt eine Zusammenstellung der verwendeten Kerbarten. Es ergibt sich aus der Betrachtung der Zahlentafeln, daß

1) scharfe Kerbe die kleinsten Werte für den Schlagwiderstand ergeben,

2) der Unterschied zwischen dem Ergebnis scharfer und runder Kerbe bei sehr zähem Stahl nicht so groß wie bei sprödem ist.

Die Versuche der Figur 8 sind noch zu ergänzen durch jene in Fig. 12, welche Ergebnisse von Stäben mit 4 mm weitem Loch ersehen lassen, im Vergleich zu solchen mit 6 mm weitem Loch. Es zeigt sich da bei Verwendung ganz gleicher Materialien, daß die Proben mit 4 mm-Loch geringere Werte für die Zähigkeit liefern und namentlich den Unterschied zwischen sprödem und zähem Material mehr betonen.

(Schluß folgt.)

Der heutige Stand der Frage der Rißbildung in Kesselblechen.[1]

Von **R. Baumann**, Ingenieur.

(Vorgetragen im Württembergischen Bezirksverein am 3. Oktober 1907.)

Die Entwicklung der Technik hat mehrere Umstände nahezu gleichzeitig eintreten lassen: bedeutende Steigerung der Anzahl betriebener Dampfkessel, Erhöhung der Dampfspannungen und damit auch der im Betriebe sich einstellenden Temperaturen, sowie die fast ausschließliche Verwendung von Flußeisenblechen im Kesselbau. Diese Umstände müssen bei der Erforschung der Frage nach der Ursache des häufigeren Entstehens von Rissen in Kesselblechen im Auge behalten werden, namentlich deshalb, weil die sonstigen Einflüsse, wie die Behandlung des Materiales bei der Herstellung und diejenige der Kessel im Betriebe, sich nicht bedeutend geändert haben dürften, oder höchstens eine Verminderung ihrer nachteiligen Wirkungen erwarten lassen, infolge der Fortschritte, welche die Erkenntnis und die ausübende Praxis in diesen Beziehungen aufzuweisen haben.

Bei der überwiegenden Bedeutung, welche das Flußeisen für den Kesselbau hat, berücksichtigt die folgende Zusammenstellung des heute Bekannten nur dieses Material. Daraus darf aber keineswegs der Schluß gezogen werden, daß Schweißeisen, sofern es Verwendung gefunden haben würde, Rißbildungen nicht gezeitigt hätte. Dagegen sprechen schon die Veröffentlichungen, welche solche Fälle behandeln[2]. Außerdem ist daran zu erinnern, daß dieses Material, soweit das aus den vorliegenden Erfahrungen geschlossen werden kann, die unangenehme Eigentümlichkeit hat, daß es die beim Dampfkesselbetrieb auch an Stellen, die nicht unmittelbar im Feuer liegen, auftretenden Beanspruchungen auf die Dauer nicht ohne schwerwiegende Einbuße an Festigkeit und Zähigkeit aushalten kann, was bei Flußeisenblechen bis jetzt nicht nachgewiesen worden ist[3]. Die manchmal angeratene Rückkehr zum Schweißeisen muß demnach verkehrt genannt werden.

Da ein andres Material als Eisen von geeigneter Beschaffenheit heute nicht vorhanden ist, so wird jede Aeußerung, welche das Flußeisen zu verlassen anregt, mittelbar als Empfehlung des Schweißeisens angesehen werden müssen und deshalb als irreführend zu bezeichnen sein[1].

Mit der folgenden Darstellung der verschiedenen Ursachen, welche nach heutiger Erkenntnis Rißbildung in den flußeisernen Blechen der Dampfkessel bewirken können, wird in der Hauptsache angestrebt, die Ergebnisse der zahlreichen, aus neuerer Zeit vorliegenden Veröffentlichungen übersichtlich zusammenzustellen und zugleich bekannt gegebene unrichtige Ansichten der Klarstellung zuzuführen.

In flußeisernen Kesselblechen kann Rißbildung verursacht sein:

durch ungeeignete Konstruktion des Kessels,

durch die mangelhafte Beschaffenheit des vom Walzwerk gelieferten Materiales

durch unrichtige Behandlung desselben in der Kesselschmiede,

durch Einflüsse, die sich während des Betriebes geltend machen.

Während die Anforderungen, welche an den sachgemäßen Entwurf eines Kessels gestellt werden müssen, auf Grund langjähriger Erfahrung und eingehender wissenschaftlicher Untersuchungen heute in weitergehendem Maße klargestellt und bekannt erscheinen[2], wenigstens insoweit, als die unter Umständen nachteiligen Folgen des Betriebes, die noch nicht genügend erforscht sind, außer acht gelassen werden, ist dies für die andern oben angeführten Punkte weniger der Fall.

Wir werden uns deshalb zunächst mit

I. Materialfragen

zu beschäftigen haben.

Rißbildung infolge minderwertigen Materiales kann eintreten bei Verwendung von Flußeisen, welches zu geringe Festigkeit, oder von Material, das unzulängliche Zähigkeit besitzt. In der Regel pflegt nur letzterer Mangel in Betracht zu kommen.

Als Maß der Zähigkeit wird fast allgemein die Dehnung (und Querschnittsverminderung) angesehen, die sich nach dem

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden an Mitglieder postfrei für 40 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

[2] Vergl. z. B. aus neuerer Zeit Protokoll der 33. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine, Barmen-Elberfeld 1904, S. 151, sowie Z. Bayer. Rev.-Ver. 1905 S. 168, 175 usw.

[3] Ich erwähne hier die Ergebnisse der Untersuchungen, welche vom Elsässischen Verein von Dampfkesselbesitzern durchgeführt wurden, und auf Grund deren empfohlen wird, Kessel und besonders Sieder, die über 35 Jahre im Betrieb sind, durch neue zu ersetzen (Z. 1902 S. 903 und 1904 S. 217). Das Material der alten Kessel, die zum Teil aus sorgfältig arbeitenden Werkstätten stammten, ergab stark schwankende und oft sehr geringe Werte für Festigkeit und Dehnung. Untersuchungen an dem Material alter Brücken haben bekanntlich solche Verschlechterung nicht ergeben; dies scheint darauf hinzudeuten, daß die Wärmeschwankungen, wie sie bei Dampfkesseln auftreten, eine wichtige Rolle spielen.

[1] Ich erinnere hier z. B. an Prof. Eichhoffs Auslassungen in der Zeitschr. des Bayerischen Revisionsvereines 1907 S. 117 linke Spalte: »Es könnte nun die Frage aufgeworfen werden, ob es nicht möglich sei, solche Abnahmevorschriften zu entwerfen, welche Material von der Verwendung ausschlössen, welches bei unrichtiger Wärmebehandlung oder sonstiger Vergewaltigung doch seine Zähigkeit nicht verlöre. Diese Frage ist nach heutigem Stand der Erkenntnis sehr leicht und zwar mit ja zu beantworten. Die Vorschrift müßte eben lauten: Zum Bau von Dampfkesseln darf Flußeisen nicht verwendet werden.«

[2] Die manchmal schädlichen Biegungsanstrengungen, welche durch Anwendung von überlappten Nähten hervorgerufen werden, gehören zu einem Teil unter die Einflüsse, die sich während des Betriebes äußern, und sollen dort Berücksichtigung finden.



langsamen Zerreißen eines Probestabes beobachten[1]) läßt; in die Prüfungsvorschriften sind deshalb Mindestwerte für diese Größen aufgenommen worden.

Dem gegenüber ist zunächst zu bemerken, daß über das Wesen von Zähigkeit und Sprödigkeit heute Klarheit noch nicht besteht, daß jedoch die sichere Erkenntnis vorliegt, der Zugversuch vermöge auch bei günstigem Ergebnis genügende Gewähr für das Vorhandensein von Zähigkeit nicht zu bieten, nachdem häufig beobachtet worden ist, daß hinlängliche Bruchdehnung und Querschnittverminderung auch bei Material auftreten, das sich bei anders gearteter Prüfung als wenig zäh erweist[2]).

Untersuchungsverfahren zur Kennzeichnung spröden (bezw. zähen) Materiales sind verschiedentlich[3]) vorgeschlagen worden, haben jedoch noch nicht allgemein Eingang gefunden. In dieser Hinsicht wird eben erst dann endgültige Klärung erfolgen können, wenn der Begriff der Sprödigkeit selbst sicher festgestellt ist, über welchen zurzeit nur soviel bekannt ist, daß geringe Zähigkeit bedingt sein kann durch Mangel an Bildsamkeit sowohl der einzelnen Körner, aus denen das Eisen besteht, als auch ihrer Verbindungsfugen[4]).

Als Gründe für mangelhafte Zähigkeit kommen, abgesehen von den später zu behandelnden Einflüssen des Betriebes, in Betracht:

1) ungeeignete chemische Zusammensetzung des Eisens,
2) ungünstige Wärmebehandlung des Materiales im Hütten- und Walzwerk sowie in der Kesselschmiede,
3) schlechte Behandlung der Bleche bei Herstellung und Bearbeitung.

Hinsichtlich des

Einflusses ungeeigneter chemischer Zusammensetzung

ist folgendes zu bemerken:

Die Zähigkeit wird beeinträchtigt durch reichlichen Gehalt an verschiedenen Stoffen (sogen. »Verunreinigungen«), zu denen namentlich Phosphor, Schwefel und Arsen sowie Sauerstoff[5]), Wasserstoff und Stickstoff[6]) gehören. Fraglich ist nur, welche Mengen erforderlich sind, um ein Material unbrauchbar zu machen. Gerade in dieser Hinsicht gehen die Ansichten auseinander und liegen auch zum Teil widersprechende Erfahrungen vor. Es kommt eben augenscheinlich nicht nur auf die Menge der schädlichen Stoffe, sondern auch auf ihren Zustand (sowie denjenigen des Eisens) und ihre Verteilung an; außerdem scheint auch die Behandlung, die das Material bei seiner Herstellung und Verarbeitung erfahren hat, eine sehr wichtige Rolle zu spielen, so daß allgemein gültige Zahlenwerte nicht angegeben werden können. Aus diesem Grunde, nicht weil es an hinreichend genauen Bestimmungsmethoden fehlt, erweist sich die Aufnahme von Analysenbefunden in Abnahmevorschriften als untunlich, wenigstens zurzeit.

Die Verteilung der verschiedenen Beimengungen ist im flüssigen Eisen nahezu gleichförmig. Im gegossenen Block sammeln sich jedoch gewisse Stoffe — namentlich Kohlenstoff, Phosphor und Schwefel — an denjenigen Stellen an, welche zuletzt erstarren, d. h. in der Mitte und am Ende. An letzterem entstehen außer diesen »Seigerungen« auch Hohlstellen (Lunker) und poröses Material infolge des Schwindens der gegossenen Bramme beim Erstarren. In dem Flußeisenblock, wie er den Walzen zwecks Herstellung des Bleches zugeführt wird, sind also die Verunreinigungen sowie der Kohlenstoff nicht gleichförmig verteilt, sondern längs der Achse und am oberen Ende angehäuft, und dieses besteht zudem aus porösem, minderwertigem Material. Diese Schädigungen sind nicht immer im gleichen Maße vorhanden. Die Seigerzonen z. B. sind naturgemäß unter sonst gleichen Umständen um so stärker verunreinigt, je größer der Gehalt an schädlichen Beimengungen im Eisen an und für sich war. Auch die Abkühlungsgeschwindigkeit u. a. m. ist von Einfluß.

Unter den Walzen wird der Block in Länge und Breite bedeutend gestreckt, und zwar in allen seinen Teilen, so daß auch das minderwertige Material eine größere Ausdehnung als vorher erreicht. Nimmt man selbst geringe Tiefe des eigentlichen Lunkers im Block an, so ergeben sich schon sehr große Strecken mangelhaften Bleches (s. S. 1984 linke Spalte), und die Beeinträchtigung der Güte infolge starker Seigerung kann sich über noch viel größere Längen geltend machen. Es ist also die Aufgabe des Walzwerkes, dafür zu sorgen, daß solche schlechten Teile vollkommen entfernt werden — auch wenn das sehr großen Abfall bedingt — und daß die zur Verwendung gelieferten Tafeln nur gesundes, dichtes, wenig verunreinigtes und in hinreichendem Maße gleichartiges Material enthalten. Zu den erforderlichen Untersuchungen stehen genügend einfache Mittel (Aetzen eines Schliffes z. B. mit Kupferammonchlorid oder Aufdrücken eines mit verdünnter Schwefelsäure befeuchteten Stückes Bromsilberpapier auf einen solchen) zur Verfügung.

Leider wird diese selbstverständlich erscheinende Forderung nicht immer erfüllt. Wertvoll ist in dieser Hinsicht eine Feststellung von Prof. Eichhoff (Stahl und Eisen 1907 S. 934), der gelegentlich der Besprechung eines Untersuchungsberichtes[1]) äußert:

»Soweit es nach den gemachten Angaben möglich ist, den vorliegenden Fall zu beurteilen, handelt es sich um ein Blech, welches im Walzwerk am oberen Kopf zu wenig beschnitten worden war und welches beinahe den ganzen Lunker und die ganze unter demselben liegende Seigerung noch enthielt. Abgesehen von dem allgemeinen Verhalten ist dies auch schon aus den guten mikroskopischen Untersuchungen mit Sicherheit zu schließen.«

Damit wird unumwunden zugegeben, daß es vorkommt, daß im Walzwerk auch solche Teile der Bramme Verwertung finden, die infolge ihrer Beschaffenheit — Enthalten von Lunkerteilen und starker Seigerung — als gefährlich[2]) zu bezeichnen sind.

---

[1]) Die Dehnung wird meist auf eine ursprüngliche Länge von 200 mm gemessen, gleichgültig, welchen Querschnitt der Stab besitzt. Da der Einfluß der örtlichen Einschnürung mit der Dicke und Breite des letzteren wächst, so ergeben sich bei diesem Vorgehen zu große Dehnungswerte gerade bei den dicken Blechen, bei denen an und für sich geringere Zähigkeit zu erwarten steht, infolge des verhältnismäßig geringeren Maßes von mechanischer Arbeit, das auf das Auswalzen verwendet wurde.

Das Zerreißen pflegt zudem bei gewöhnlicher Temperatur vorgenommen zu werden, obwohl die Eigenschaften des Materiales bei den Wärmegraden, die es im Betrieb aufweist, in Betracht kommen würden, und obwohl sich bei diesen verschiedene Bleche außerordentlich ungleich verhalten. Vergl. die Arbeiten von C. Bach in Z. 1904 S. 1300 u. f., 1906 S. 1 u. f., 1907 S. 465, in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines 1904 S. 163, 1905 S. 1 und 153, sowie meine Schrift: Die Festigkeitseigenschaften der Metalle in Wärme und Kälte, Stuttgart 1907 S. 51 u. f.

[2]) Vergl. die einstimmig abgegebene Erklärung der Mitglieder des Materialprüfungsausschusses, Z. 1906 S. 39, sowie u. a. die Ausführungen von Prof. Eichhoff in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines 1907 S. 117: »Es ist heute schon bekannt, daß die einfache Zugprobe allein nicht immer genügt, eine durch unrichtige Behandlung entstandene Sprödigkeit zu erkennen.« Die im Anschluß hieran für die Ursache der Sprödigkeit gegebene Erklärung ist unvollständig, was besonders zu beachten ist. Vergl ferner das über Schlagproben auf S. 1985 rechte Spalte Fußnote 1 Bemerkte.

[3]) Vergl. Fußnote 2 S. 1984 rechte Spalte.

[4]) La fragilité des aciers dans ses rapports avec leur traitement thermique. Association internationale des méthodes d'essais.

[5]) Dieser scheint bei Blechen mit sehr geringem Kohlenstoffgehalt, deren Festigkeit der unteren zulässigen Grenze (3400 kg/qcm) naheliegt, besondere Aufmerksamkeit zu verdienen. Derartiges Material zeigt verhältnismäßig häufiger Rißbildung als solches mit höherer Festigkeit. Vergl. auch Transactions of the Institution of Naval Architects, Bd. XLVII Teil II 1905 S. 359 u. f.

[6]) Vergl. Braune, Stahl und Eisen 1906 S. 1357. Es erscheint angezeigt, abzuwarten, ob sich die schädliche Wirkung des Stickstoffes bestätigt. Die durch Ausglühen in Wasserstoff bedingte Sprödigkeit kann durch Erhitzen beseitigt werden, kommt also für sachgemäß geglühte Bleche nicht in Betracht.

[1]) Ergebnisse der Untersuchung eines bei der Druckprobe aufgerissenen Kesselbleches, Z. 1907 S. 747. An dieser Arbeit bin ich insofern beteiligt, als die metallographische Untersuchung und der Bericht darüber von mir herrühren.

[2]) Gefährlich nicht nur wegen der Festigkeitseigenschaften des fertigen Bleches und seiner stellenweise mangelhaften Zähigkeit, sondern auch deshalb, weil an solchen stark verunreinigten Stellen beim Walzen

Diese Feststellung ist von großer Tragweite namentlich auch deshalb, weil sich ähnliche Erscheinungen wie die bei dem erwähnten Blech geschilderten bei einer ganzen Reihe von untersuchten Kesselblechen mit Rißbildung gezeigt haben, deren Eigenschaften in den meisten Fällen den Vorschriften der Würzburger Normen entsprochen haben[1]), also dem mit der Abnahme betrauten Beamten keine Veranlassung zur Beanstandung geben konnten, um so mehr, als der letztere nicht ohne weiteres sich ein Urteil darüber zu bilden vermag, in welchem Maße das ihm vorgelegte Blech beschnitten ist, wo dessen Kopfende liegt (dem er vorzugsweise Probestücke entnehmen würde), usw.

Aus dem letzteren Grunde gelangt Prof. Eichhoff zu dem Vorschlage, die Bleche sollten unbeschnitten vorgelegt werden, indem er schreibt[2]): ». . . . . . muß ich bekennen, daß ich, eine intelligente Abnahme vorausgesetzt, nur einen einzigen Fehler in den Würzburger Normen entdecken kann, und das ist folgender: Es darf nicht heißen, die Bleche dürfen an zwei Stellen beschnitten sein. Es müßte heißen: die Bleche müssen unbeschnitten, aber in angezeichnetem Zustand zur Abnahme vorgelegt werden. Es ist dann an den Kanten zu sehen, ob die Bramme verbrannt war, ob das Rohblech groß genug war usw. Der Abnehmer kann seine Proben nehmen, wo er will, und wird das an den ihm unsicher erscheinenden Stellen tun.«

Dieser Vorschlag wurde schon früher von andrer Seite[3]) erwähnt. Damals teilte Professor Eichhoff als Vertreter des Verbandes der Grobblechwalzwerke mit, daß diese darauf nicht eingehen könnten, indem er aussprach:

»Jede Bramme, wie jedes Gußeisen lunkert beim Erkalten; also der Kopf eines Blockes sieht sehr oft an der Oberfläche eingesunken aus. Wenn Sie einen solchen Block nun auswalzen, ich will einmal annehmen, der Block ist 750 mm lang und die obere Einsenkung 50 mm tief, und zwar 7½ m lang, so wird naturgemäß das Blech in allen seinen Teilen 10 mal länger werden als der Block, und die 50 mm tiefe Einsenkung wird 500 mm tief werden bezw. die Doppelung« — das ist also die unmittelbare Folge des eigentlichen Lunkers — »in dem Blech 500 mm lang sein. Wird ein solches Blech innerhalb der 500 mm abgeschnitten, so bleibt eine Doppelung. Das ist die einfache, ganz natürliche Folge der Einsenkung. Die Einsenkungen, die man in Brammen findet, sind verschieden tief. Sie sind sehr oft auch gar nicht zu erkennen, weil die Lunkerungen sich unter der Oberfläche befinden, und infolgedessen ist das Walzwerk nicht in der Lage, die Größe der Doppelung zu erkennen, und vollständig berechtigt, wenn es sagt: Wir müssen zuerst nachsehen, ob das Material gesund ist, denn sonst können wir das Material nicht zur Abnahme vorlegen, denn wenn rohes Blech zur Abnahme vorgelegt und, nachdem die Abnahme vorbei ist, geschnitten wird, und es erweist sich dann als doppelt, dann kann das Walzwerk die Kommission nicht fortschicken, dann muß es womöglich acht Tage warten, bis der Abnehmer wiederkommt, um das Ersatzblech abzustempeln, und dann muß der Abnehmer womöglich noch ein drittes Mal wiederkommen, um die Probe zu zerreißen. Also um rechtzeitig zu liefern — wenn heute einer bestellt, will er nach drei Tagen womöglich schon geliefert haben — ist es nötig, daß das Walzwerk sich davon überzeugt, daß das Material gesund ist. Die Vorschrift, das Blech an zwei aneinanderstoßenden Seiten unbeschnitten zu lassen, ist also unpraktisch, besonders, wenn es am oberen Kopf nicht beschnitten werden darf.«

innere Brüche eintreten können, die dann später zu Rissen führen. Vergleiche in dieser Hinsicht den Bericht von W. Ast, Internationaler Verband für die Materialprüfungen der Technik, Brüsseler Kongreß 1906. Vergleiche auch die Aeußerungen Prof. Stribecks in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines 1904 S. 72.

[1]) Dies trifft auch, trotz der gegenteiligen Behauptungen, die Prof. Eichhoff am genannten Ort aufstellt, für das erwähnte Blech zu. Die oberflächlichen Risse, die sich bei den an der Eidgenössischen Materialprüfungsanstalt in Zürich vorgenommenen Hartbiege- und Schmiedeproben gezeigt haben, waren so gering, daß eine Beanstandung des Bleches bei der Abnahme auf Grund derselben völlig ausgeschlossen gewesen wäre. Weitere solche Fälle siehe Z. 1906 S. 1, Blech I S. 2 sowie II S. 4. Bei diesen hatte die chemische Analyse Seigerung nachgewiesen.

[2]) Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines 1907 S. 116.

[3]) Vergl. Sachse im Protokoll der 32. Delegierten- und Ingenieurversammlung des internationalen Verbandes der Dampfkesselüberwachungsvereine zu Stockholm, 1903 S. 68 und 73.

Diese Verhältnisse haben sich seit 1903 nicht geändert; wenn auch durch die seither in weitergehendem Maße angewendeten Verdichtverfahren das Lunkern der Blöcke stellenweise vermindert wird, so ist doch ohne weiteres zuzugeben, daß das Walzwerk alle Ursache hat, die Bleche vor der Vorlage zur Abnahme eingehend darauf zu prüfen, wie weit sie Lunker- und Seigerstellen von Bedeutung enthalten, und ob sie überhaupt den an sie gestellten Anforderungen[1]) entsprechen; dazu ist aber Material erforderlich, das dem Blech entnommen werden muß.

Der Vorschlag Professor Eichhoffs von 1907 wird sich also, obwohl seine Berechtigung nicht verkannt werden soll, auf Grund seiner eigenen Ausführungen von 1903 als unpraktisch erweisen.

Zurückblickend erkennen wir, daß ungeeignete chemische Zusammensetzung in verschiedener Weise in die Erscheinung treten kann. Entweder ist das ganze Blech gleichförmig stark verunreinigt, oder es trifft dies besonders für einzelne Teile, Zonen oder Schichten desselben zu. Ganz allgemein enthält das Material in der Mitte des Querschnittes und den vom oberen Ende des Blockes herrührenden Teilen Verunreinigungen in größerer Menge als am Rande. Das Walzwerk hat dafür zu sorgen, daß nur solche Teile von Blechen zur Ablieferung gelangen, an denen die Menge der Verunreinigungen und die Seigerung das als zulässig erachtete Maß nicht überschreiten, und welche von dem nach dem Gießen des Blockes entstandenen Lunker auch keine Spur mehr enthalten. Darauf ist um so sorgfältiger zu achten, als, wie erwähnt, Prüfverfahren, welche sprödes Material erkennen lassen, zurzeit allgemeine Verbreitung noch nicht gefunden haben[2]).

Wir gelangen nun zur Erörterung der Folgen

ungünstiger Wärmebehandlung des Materiales.

Für die folgenden Ausführungen soll angenommen werden, daß das Material hinsichtlich seiner Zusammensetzung Bean-

[1]) Es soll an dieser Stelle nicht verschwiegen werden, daß diese Anforderungen allzu hart nicht genannt werden dürfen. Eine Reihe untersuchter Bleche, die deutlich unganzes Material und starke Seigerung aufwiesen, hat zu Beanstandung auf Grund der Normenproben keine Veranlassung oder Berechtigung ergeben.

[2]) Als solche sind u. a. vorgeschlagen worden:

a) Kerbschlagbiegeproben, das sind Biegeproben mit eingekerbten Stäben unter stoßweiser Beanspruchung. Diese Prüfart stellt sehr hohe Anforderungen an das Material und läßt viele Bleche wenig zäh erscheinen, besonders wenn die Kerbe mit scharfem Grund ausgeführt wird. Sie gestattet ferner, da nur kleine Probekörper erforderlich sind, auch das Verhalten in verschiedenen Querschnittteilen zu ermitteln. In Anbetracht des Umstandes, daß sich scharfe und rechteckige Kerben schwer in stets gleicher Weise erzeugen lassen und auch eine etwas zu strenge Prüfung darstellen, dürfte das von Charpy vorgeschlagene Verfahren zur Herstellung der Kerbe den Vorzug verdienen (Bohren eines Loches und Aufschneiden desselben mittels der Säge gegen den Rand zu). Dieses Verfahren ist inzwischen auch vom Deutschen Verband für die Materialprüfungen der Technik in seiner Sitzung vom 5. Oktober d. J. angenommen worden; s. den Aufsatz in dieser Nummer S. 1974. Bei den Kerbschlagbiegeproben wird der Biegewinkel, die Brucharbeit oder die Anzahl der Hin- und Herbiegungen bis zum Bruch beobachtet.

b) Biegeproben mit seitlich vermindertem Querschnitt. Diese stellen naturgemäß eine weit weniger scharfe Prüfung vor.

c) Biegeproben gewöhnlicher Art pflegen nur in einzelnen Fällen den Nachweis der Sprödigkeit zu ermöglichen, scheinen aber trotzdem der Zugprobe hierin überlegen. Ich hatte z. B. ein Material zu untersuchen, das hinsichtlich der letzteren den Anforderungen genügte, jedoch kalt gebogen nach einer Biegung um rd. 30° brach.

d) Biegeproben an Stäben mit gestanzten oder gebohrten Löchern haben verhältnismäßig geringe Verbreitung gefunden. Namentlich zeigen sie, wenn die Löcher gestanzt sind, den Mangel, daß die Ergebnisse bei Verschiedenheit von Zeit und Ort der Prüfung nicht vergleichbar sind, infolge der verschiedenen Schärfe des Stempels und der Matrize.

e) Ermüdeproben, bestehend in häufigem Hin- und Herbiegen um bestimmte Strecken (z. B. diejenigen von Professor Arnold in Sheffield).



standung nicht finden würde, wobei freilich im Auge zu behalten ist, daß verschiedene Materialien verschieden stark durch die gleiche Behandlung beeinflußt werden können. Versuche in dieser Richtung scheinen, wie erwähnt sei, dringend erforderlich.

Ungünstige Wärmebehandlung kann bestehen in zu hoher und langdauernder Erwärmung, in zu rascher Erhitzung, in zu rascher Abkühlung. (Vergl. auch das auf dieser Seite rechts unten Bemerkte.)

Diese Schädigungen können im Hütten- und Walzwerk oder auch in der Kesselschmiede erfolgen.

Zu hohe Erwärmung vermindert die Zähigkeit. Solche Behandlung kann schon die zur Erzeugung des Bleches bestimmte Bramme erfahren; doch ist anzunehmen, daß ihr nachteiliger Einfluß, sofern nur Ueberhitzung und nicht eigentliches Verbrennen[1]) eintrat, bei der späteren Behandlung verschwindet[2]), wenn sie sachgemäß erfolgt (richtiges Ausglühen, Walzen; das Blech darf die Walzen nicht zu heiß verlassen). Anderseits lassen sich die Folgen eigentlichen Verbrennens nicht beseitigen. Ganz dieselben Wirkungen — Ueberhitzen, Verbrennen — kann auch jede später vorgenommene Erwärmung (Ausglühen, Schweißen, Bördeln) äußern.

Von nachhaltiger Bedeutung können ferner die Schäden sein, welche mit zu raschem Anwärmen der Brammen verbunden sind. Die hierbei entstehenden Risse[3]), bedingt durch verschiedene Wärmedehnung, werden, wenn sie der Beobachtung entgehen, zugewalzt, erfahren vielfache Streckung in Längs- und Querrichtung und können das fertige Blech unbrauchbar machen. Es wird jedoch wohl angenommen werden dürfen, daß derartige Fehler heute nur selten vorkommen.

Zu rasche Abkühlung kann im Walzwerk wie in der Kesselschmiede erfolgen, wenn das Blech nach dem Verlassen der Walzen oder des Glühofens nicht sorgfältig behandelt wird. In dieser Beziehung läßt sich häufig Nachlässigkeit beobachten. Im allgemeinen darf angenommen werden, daß die Wärmeentziehung nicht so rasch erfolgt, daß das Gefüge des Materiales sich von demjenigen ausgeglühter Bleche wesentlich unterscheiden würde. Es tritt dann keine Härtung auf, sondern es werden sich in der Hauptsache als Folge rascher und ungleichförmiger Abkühlung innere Spannungen[4]) einstellen. Diese verschwinden beim späteren sachgemäßen Anwärmen und Ausglühen und bewirken dann keine nachhaltige Schädigung, sofern nämlich Anrisse noch nicht aufgetreten waren.

Aus dem Vorstehenden erkennen wir, daß sich eine Verschlechterung des Materiales, die durch unrichtige Wärmebehandlung hervorgebracht worden ist, in der Mehrzahl der Fälle beheben läßt oder von selbst verschwindet, wenn beim nächsten Ausglühen sachgemäß verfahren wird.

Weist also ein Blech Anzeichen für falsche Wärmebehandlung auf — zu hohe Erwärmung, zu rasche und ungleichförmige Abkühlung —, und handelt es sich darum, zu ermitteln, wer dafür verantwortlich zu machen ist, so genügt es in der Regel, festzustellen, wo das letzte Ausglühen stattgefunden hat[5]).

[1]) Beim Verbrennen oxydiert das Material im Innern, was beim Ueberhitzen nicht der Fall ist.

[2]) Vergleiche hierüber z. B. Heyn, Krankheitserscheinungen bei Eisen und Kupfer, Z. 1902 S. 1115.

Einzelne Hüttenleute scheinen diesen Standpunkt nicht zu teilen. Prof. Eichhoff zieht z. B. (Stahl und Eisen 1907 S. 938) die Möglichkeit in Betracht, daß das ungünstige Verhalten eines Bleches dadurch Erklärung finde, daß »das Blech schon als Bramme im Schweißofen stark überhitzt wurde«. Da er ferner annehmen zu dürfen glaubt, daß das Blech ursprünglich den Normen genügt habe (S. 937 rechts unten), gibt er mittelbar zu, daß die erwähnte Schädigung durch die vorgeschriebenen Versuche nicht nachgewiesen werden könne, was im allgemeinen zutreffen dürfte.

[3]) Vergl. z. B. die auf S. 1983 linke Spalte Fußbemerkung 4 genannte Schrift.

[4]) Vergl. hierzu das auf dieser Seite rechte Spalte Fußnote 1 Bemerkte.

[5]) Hierbei ist jedoch im Auge zu behalten, daß ein Erwärmen auf niedrige Kirschrothitze z. B. die Folgen von Bearbeitung des Bleches im kalten Zustande behebt, ohne aber überhitztes Blech herzustellen. Aus der Kesselschmiede kann also, wenn ein solches verarbeitet und nur mäßiges Ausglühen vorgenommen wurde, unter Umständen ein sprödes Material hervorgehen, welches jedoch schon früher verdorben worden war. Der oben ausgesprochene Satz gilt also nicht für alle Fälle.

Der Nachweis unrichtiger Wärmebehandlung ist durch die gewöhnlichen mechanischen Untersuchungen nicht zu erbringen, außer in ganz extremen Fällen[1]). War also z. B. ein Blech schon im Hüttenwerk überhitzt worden, so liefert es fast immer trotzdem die erforderlichen Werte für Festigkeit und Dehnung beim Zugversuch, und auch die andern Normenproben werden zur Beanstandung nur selten Veranlassung geben, zumal bei einer Anzahl derselben eine Erwärmung auf Kirschrothitze vorangeht, welche die nachteiligen Folgen der Vorbehandlung, wie oben erwähnt, häufig zu beseitigen vermag. Nur die Hartbiegeprobe erscheint in einzelnen Fällen bei richtiger Handhabung geeignet, mangelhafte Beschaffenheit nachzuweisen. Dafür ist es aber erforderlich, daß die Proben nur auf die Abschrecktemperatur (dunkle Kirschrothitze) erwärmt und dann abgeschreckt, nicht, wie manchmal vorgeschlagen, zuerst auf helle Kirschglut erhitzt, langsam abgekühlt und dunkelkirschrot ins Wasser getaucht werden. Die letztere Behandlungsweise würde allerdings die Anzahl der Beanstandungen vermindern.

Auf Grund dieser Umstände ergibt sich die Forderung, daß die Proben bei Abnahmeprüfungen nur den fertig ausgeglühten Blechen, und war in solcher Weise zu entnehmen sind, daß nochmaliges Ausglühen unterbleiben kann. Abgesehen von den aus den obigen Ausführungen folgenden Gründen muß das schon deshalb verlangt werden, weil sich Probestäbe viel leichter sachgemäß ausglühen lassen als ganze Bleche, also häufig bessere Eigenschaften aufweisen werden als diese, was dem Zweck der Prüfung widerspricht.

Die Zusammenfassung des Vorstehenden ergibt:

1) Die Folgen unrichtiger Wärmebehandlung lassen sich in den weitaus meisten Fällen durch nachfolgendes sachgemäßes Ausglühen und Abkühlen beseitigen. (Ausnahmen sind: eigentliches Verbrennen sowie diejenigen Fälle, in denen bereits Risse entstanden waren.)

2) In der Regel steht zu erwarten, daß die etwa beobachtete Schädigung dort erfolgt ist, wo das letzte Ausglühen stattfand.

3) Falsche Wärmebehandlung, namentlich Ueberhitzung, kann durch die Normenproben nicht immer nachgewiesen werden. Unter Umständen gibt die Hartbiegeprobe, aber nur bei richtiger Durchführung, einigen Anhalt.

4) Nach Entnahme der Probestäbe aus neuen Blechen dürfen weder diese, noch das Blech ausgeglüht werden, weil das eine wesentliche Veränderung der Eigenschaften bedingen würde. Andererseits sind Stäbe, die gerade gerichtet werden müssen, weil sie (etwa nach Auskreuzen des Mannlochausschnittes) dem gebogenen Blech entnommen wurden, auszuglühen, um den Einfluß des Richtens zu beseitigen. Dabei ist dann die Unsicherheit in den Kauf zu nehmen, in wie weit die an den Stäben ermittelten Werte auf das Blech übertragen werden dürfen.

An nächster Stelle ist nun der Einfluß

schlechter Behandlung der Bleche bei ihrer Herstellung und Verarbeitung

zu verfolgen.

Außer den im vorigen Abschnitt besprochenen Gesichtspunkten kommt für die Herstellung der Bleche namentlich die Möglichkeit einer Schädigung durch zu niedrige Walztemperatur sowie durch gewaltsames Richten, Beseitigen von Beulen usw. in Betracht, was innere Spannungen von Bedeutung[2]) hervorrufen und auch feine Anrisse bedingen kann.

Bearbeitung schwach erwärmter Bleche scheint auch in der Kesselschmiede das Material schwer zu schädigen, indem

[1]) Für diesen Nachweis erscheinen Kerbschlagproben geeignet. Metallographische Untersuchung bietet für stattgehabte Ueberhitzung sichere Merkmale. Hinsichtlich der Frage der inneren Spannungen, wie sie z. B. durch rasche und ungleichförmige Abkühlung bedingt sind, besteht zurzeit noch große Unsicherheit, welche durch dringend erforderliche Versuche behoben werden muß. Solche Versuche sind in der Materialprüfungsanstalt der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart in Aussicht genommen.

[2]) Vergl. obige Fußnote.

sie eigentümliche Sprödigkeit in der Nähe der gehämmerten Stellen erzeugt. Eingehende Versuche über diesen wichtigen Punkt, welche namentlich das Verhalten verschieden gearteter, auch mangelhafter Bleche erkennen ließen, fehlen noch. Wertvolle Vorarbeiten sind von Olry und Bonet durchgeführt worden[1]).

Diese haben in der Hauptsache ergeben:

1) Eisen zeigt in Blauwärme (200 bis 400°C) große Sprödigkeit;

2) Schläge, welche ein Stück Eisen bei dieser Temperatur erhält, erzeugen dauernde Sprödigkeit, namentlich dann, wenn der Schlag jeweils nur einen Teil des Körpers trifft;

3) diese Sprödigkeit kann durch Ausglühen beseitigt werden.

Die allgemeine Kenntnis der weiteren Schädigungen, die das Material in der Kesselschmiede erfahren kann, darf vorausgesetzt werden, weil sie seit einer Reihe von Jahren in zahlreichen Veröffentlichungen besprochen sind. Der Vollständigkeit halber seien jedoch besonders erwähnt:

das Lochen und Schneiden mit der Schere ohne gründliche Beseitigung der Ränder[2]);

das Aufdornen von Nietlöchern[2]);

das Rollen von ungenügend oder nur teilweise erwärmten Blechen;

das Anrichten von teilweise erwärmten Blechen durch Hammerschläge[3]);

das Zusammenziehen schlecht passender Teile durch Schrauben, Niete usw. namentlich an Rundnähten, Böden u. dergl., was ganz bedeutende innere Kräfte bedingt (Verspannungen)[4]);

die Verwendung zu kräftiger Nietmaschinen, besonders bei raschem Nieten, wo die Naht bedeutend erwärmt wird.

Bei geschweißten Stücken kommen ferner in Betracht: ungenügende mechanische Bearbeitung der Naht und Unterlassen nachfolgenden Ausglühens.

Eingetretene Rißbildungen geben nun Veranlassung zu dem Versuch, festzustellen, wodurch sie bedingt oder hervorgerufen werden können.

Wie im früheren mehrfach nachgewiesen, sind die Normen, wie sie heute für die Abnahmeprüfung der Bleche vorliegen, nicht geeignet, Material, dessen Zähigkeit mangelhaft ist, in allen Fällen mit Sicherheit erkennen zu lassen. Dabei muß aber betont werden, daß es nur die Aufgabe dieser Normen ist, alle diejenigen Stücke auszuschalten, die sonst in mangelhafter Güte das Walzwerk verlassen würden.

Wünschenswert wäre es allerdings, daß auch diejenigen Bleche erkannt würden, die durch unrichtige Behandlung leichter und in höherem Grade verdorben werden als andre; doch ist das heute noch nicht zu erreichen.

Aufgabe der abnehmenden Beamten wird es bei der Prüfung neuer Bleche sein, die schlechtesten Stellen[5]) herauszufinden und darüber zu wachen, daß die Proben nicht zu günstig durchgeführt werden. Da es nach dem früher (S. 1984 linke Spalte) Dargelegten nicht angängig erscheint, die Bleche unbeschnitten vorzulegen, so sollte wenigstens die **Bezeichnung des Kopfendes** verlangt und festgestellt werden, ob Lunker oder Seigerungen von Erheblichkeit vorliegen. Solche verunreinigte Zonen können infolge der starken Streckung des Blockes beim Auswalzen auch ganze Tafeln durchziehen. Mit Rücksicht darauf, daß die Zugproben die unbedingt notwendige Festigkeitszahl, die technologischen Prüfungen[1]) aber — mit den angeführten Einschränkungen — einen Anhalt für die Zähigkeit des Materiales liefern, sind stets sämtliche in den Normen vorgeschriebene Proben auszuführen[2]).

Nicht geringere Bedeutung als die Versuche bei der Abnahme neuer Bleche haben diejenigen, welche später, etwa nach dem Eintreten von Rissen oder nach Unfällen durchzuführen sind.

Diese Untersuchungen stellen fest:

1) die Eigenschaften des Bleches, wie es sich im Kessel befand.

Hierzu sind mit Material aus der nächsten Nähe der geschädigten Stelle[3]) die Normenproben vorzunehmen und zu ermitteln, ob das Blech, wie es die Risse erhalten hat, den Normen entspricht, was häufig der Fall ist[4]). Trifft dies zu, so kann angenommen werden, daß das Material im Betrieb und bei der Herstellung des Kessels, überhaupt seit der Abnahme, keine Veränderungen erfahren hat, die durch Normenproben aufgedeckt werden können.

Außerdem empfiehlt es sich zur Erlangung eines tieferen Einblickes, die Festigkeitseigenschaften bei höherer Temperatur[5]) zu ermitteln, sowie chemische und metallographische Untersuchung vorzunehmen.

2) die Eigenschaften des Bleches nach dem Ausglühen.

Durch Ausglühen können, wie erwähnt, fast alle schädlichen Folgen unrichtiger Behandlung beseitigt werden, solange sie nicht ein gewisses Maß überschritten haben. Das Blech wird also sozusagen in den ursprünglichen, d. h. vor der Schädigung vorhandenen Zustand zurückversetzt und kann in diesem geprüft werden. Dabei kommt es dann naturgemäß im allgemeinen nicht so sehr wie bei den oben unter 1) genannten Versuchen darauf an, daß die Proben aus der unmittelbaren Nähe des Risses stammen, sofern sie nur an Stellen ähnlicher Beschaffenheit entnommen werden.

Dieses Vorgehen soll außer der Kennzeichnung des Materiales ermöglichen, festzustellen, wann und wo eine etwa beobachtete Verschlechterung desselben stattgefunden hat. Dazu ist außerdem erforderlich, daß genaue und zuverlässige Angaben über die Eigenschaften, die das Blech bei der Abnahme besessen hat, vorliegen. Zeigt sich nämlich z. B., daß das Blech bei der Prüfung, wie es sich im Kessel befand, verdorben war, so ist immer noch festzustellen, wo die Schädi-

---

[1]) Der Einfluß der Temperatur bei der Bearbeitung von Eisen und Stahl. Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungsgesellschaft a. G., Wien 1905 S. 43.

[2]) Durch Ausglühen läßt sich die hierdurch bedingte Verminderung der Zähigkeit bezw. die bewirkte Spannung im Innern des Bleches beseitigen, die verursachte Schädigung jedoch nur dann, wenn Risse nicht eingetreten sind. Letztere pflegen sehr fein zu sein, der Beobachtung zunächst zu entgehen und sich erst im Betriebe bemerkbar zu machen. Diese Bearbeitungsarten sind deshalb völlig zu verwerfen.

Die gewaltsame Formänderung des Materiales beim Lochen erstreckt sich nach Frémont (Étude du rivetage, Paris 1906, vergl. auch Z. 1907 S. 1155) auf eine Breite etwa gleich der halben Blechstärke.

[3]) Nachfolgendes Ausglühen pflegt hier untunlich zu sein, weil ein Teil der Anrichtung dabei verloren ginge. Zu beachten ist übrigens, daß am Ende einer Tafel, wo auch das Anrichten erfolgt, oft die Verunreinigungen infolge Seigerung angehäuft sind, so daß das Material hier empfindlicher ist. Dadurch werden häufig an dieser Stelle Risse bedingt sein, welche gern dem Anrichten zur Last gelegt werden, auch wenn solches vielleicht gar nicht erfolgt ist. Aehnliches gilt für Risse längs der Nietnaht.

[4]) Ausglühen kann hier nicht erfolgen.

[5]) Diese liegen am Kopfende in der Mitte der Blechtafel. Es muß deshalb als fehlerhaft bezeichnet werden, wenn die Entnahme nur am Rande erfolgt ist. Es ist hier der Ort, daran zu erinnern, daß nach den Normen solche Proben, welche Materialfehler zeigen, als ungültig zu erklären und zu wiederholen sind. Diese Bestimmung ist in dieser Allgemeinheit nicht gerechtfertigt. Wenn der Abnehmer durch Zufall eine mangelhafte Stelle entdeckt, so ist mit großer Wahrscheinlichkeit anzunehmen, daß noch weitere solche vorhanden sind, auch wenn sie nicht aufgefunden werden, daß das Blech also minderwertig und gefährlich ist.

[1]) Bei allen diesen empfiehlt es sich, die Erwärmung nicht höher als unbedingt erforderlich zu wählen, um möglichst scharfe Prüfung zu erzielen.

[2]) Dies geschieht häufig nicht, ein Umstand, der von denjenigen, welche die »Normen« um jeden Preis verteidigen, mit Vorteil ausgebeutet wird, indem sie auf die Möglichkeit oder Wahrscheinlichkeit verweisen, daß ein in Frage stehendes Blech, das etwa Rißbildung gezeigt hat, gerade die nicht durchgeführten Proben nicht bestanden haben würde.

[3]) Die schädigenden Einflüsse, die sich im Laufe der Zeit geltend machen, pflegen sich auf größere Ausdehnung zu erstrecken, so daß Proben aus dem verdorbenen Material entnommen werden können. Dies gilt auch für die Biegungsanstrengungen bei Ueberlappungsnietungen. Die durch Anrichten, Lochen usw. bedingten Spannungen dagegen können rein örtlich auftreten oder doch nur sehr geringe Materialmengen betreffen.

[4]) Vergl. z. B. Z. 1906 S. 1 u. f.; Z. Bayer. Rev.-Ver. 1906 S. 11.

[5]) Vergl. S. 1983 linke Spalte Fußnote 1.

gung erfolgte, was, wie aus dem Früheren hervorgeht, schon im Walzwerk oder auch erst in der Kesselschmiede geschehen sein kann. Dieses Beispiel zeigt deutlich, daß das Fehlen eines Verfahrens zur Bestimmung des Zähigkeitsgrades in den Abnahmevorschriften als Mangel zu bezeichnen ist, weil bei der heutigen Sachlage gerade die Veränderungen [1]) in dieser wichtigen Eigenschaft nicht verfolgt werden können.

Die im Vorstehenden unter 1 und 2 angeführten Untersuchungen würden in der Regel soviel Material beanspruchen, daß sie mit dem eingelieferten Blechstück nicht sämtlich durchgeführt werden könnten, jedenfalls nicht derart, daß, wie es wünschenswert wäre, alle Probestäbe derjenigen Stelle nahe lägen, an der der entstandene Riß seinen Anfang nahm. Dem die Versuche Leitenden muß es deshalb überlassen bleiben, die ihm am wichtigsten erscheinenden Untersuchungen in die erste Linie zu stellen. Bei dieser Sachlage wird es dann allerdings immer leicht sein, den Vorwurf zu erheben, daß die Versuche unvollständig seien.

Dem gegenüber ist zu bemerken, daß sich Unmögliches eben nicht erreichen läßt [2]).

Um Mißverständnissen vorzubeugen, sei noch besonders hervorgehoben, daß es allerdings die Aufgabe der Normen ist, die Güte neuer Bleche, bevor sie an die Kesselschmiede abgeliefert werden [3]), zu untersuchen, daß sie aber auch als Maßstab für das Verhalten alter Bleche verwendet werden müssen, wenn es sich darum handelt, festzustellen, ob diese Eigenschaften besitzen, die sie für den Dampfkesselbau ungeeignet erscheinen lassen würden. Die Proben dürfen dabei vor der Prüfung nicht ausgeglüht werden [4]).

Schließlich muß hervorgehoben werden, daß es sich für den Einsichtigen nach Eintritt von Schäden oder Unfällen in erster Linie nicht um die Feststellung handeln soll und darf, ob das Blech den Würzburger Normen genügte, sondern darum, ob es gut oder schlecht war, ob es sich für Dampfkessel eignete oder nicht. Nur die letztere Frage besitzt praktisches und wissenschaftliches Interesse, und an ihrer Lösung arbeiten seit einer Reihe von Jahren eine Anzahl Männer, welche ihre Kräfte in den Dienst der Allgemeinheit gestellt haben [1]).

An nächster Stelle sind nun die

II. Einflüsse im Betriebe

zu erörtern.

Eigentliche Versuche über diesen wichtigen Punkt liegen heute noch nicht vor; auch die mehr oder minder unsicheren Schlüsse, die aus dem Vergleich von Abnahmeattest und nachträglichen Materialprüfungen gezogen werden können (vergl. linke Spalte Fußnote 1) führen nicht weit. Vorversuche über den Einfluß langdauernder Erwärmung sind von E. Vanderheym angestellt und in seinem Bericht an den Internationalen Verband für die Materialprüfungen der Technik, Budapester Kongreß 1901, veröffentlicht worden (vergl. auch S. 66 meiner auf S. 1983 linke Spalte Fußnote 1 erwähnten Schrift).

Jedenfalls aber sind zu unterscheiden: die Einflüsse normalen Betriebes und die Schädigungen besonderer Art. Diese sollen deshalb, soweit das heute möglich erscheint, im folgenden kurz unter a) und b) besprochen werden, während unter c) eine Arbeit von Carl Sulzer über die Wirkung angestrengten Betriebes kurz erwähnt wird.

a) Einfluß normalen Betriebes.

Bleiben die Beanspruchungen innerhalb der zulässigen Grenzen, so werden sie eine wesentliche Veränderung des Materiales nicht hervorbringen, wenigstens ist das bis jetzt nicht nachgewiesen. Dabei ist aber im Auge zu behalten,

1) daß genaue Kenntnis der Höhe der zulässigen Beanspruchung des Materiales im erwärmten Zustande heute nicht besteht,

2) daß die Feststellung der tatsächlich vorhandenen Beanspruchungen häufig erschwert oder unmöglich gemacht ist.

In letzterer Hinsicht ist daran zu erinnern, daß die zur Ausführung gelangenden Formen die Anwendung der Elastizitätslehre schwierig gestalten (Ueberlappungsnietung, Mannlochausschnitte, Böden usw.), und daß anderseits die Verbindungen an Dampfkesseln selten oder nie spannungsfrei sind. Auch die Kräfte, die bei Maschinennietung in das Blech treten können, verdienen volle Beachtung. Es sei nur erwähnt, daß sich häufig beobachten läßt, wie nach dem Abschlagen von Nieten verbunden gewesene Teile auffedern, nach Eintreten von Rissen oft die Ränder weit aufklaffen, nach dem Ausglühen von Böden usw. diese Teile sich stark verziehen.

Die Schwierigkeit der rechnerischen Ermittlung der tatsächlichen Beanspruchungen hat bei Dampfkesseln erhöhte Bedeutung deshalb, weil die Spannungen infolge der unaufhörlichen Veränderungen im Wärmezustand und Dampfdruck beständigem Wechsel unterworfen sind, so daß von einem »Arbeiten« des Kessels gesprochen wird. Infolgedessen fallen die Beanspruchungen wesentlich ungünstiger aus als bei ruhig wirkenden Kräften, was aus den bei gewöhnlicher Temperatur durchgeführten Versuchen geschlossen werden kann. Ueber das Verhalten von Flußeisen bei wechselnder Belastung in höheren Wärmegraden liegen Versuche nicht vor, so daß auch, wie unter 1) ausgesprochen, hinsichtlich der zulässigen Beanspruchungen unmittelbar erhaltene Zahlen nicht vorhanden sind, namentlich in der Richtung, ob verschiedene Materialien ebenso große oder noch größere Unterschiede in

[1]) Die etwa zum Vergleich herangezogenen Abnahmeatteste ermöglichen einen solchen, selbst in dem beschränkten Maße, wie es auf Grund der Normenversuche möglich wäre, nicht einwandfrei. Sollte dies der Fall sein, so wäre erforderlich, daß sie Angaben darüber enthalten, an welcher Stelle die Stäbe entnommen worden sind, da sich die Eigenschaften innerhalb einer Tafel infolge der Vorgänge beim Erstarren der gegossenen Bramme von der Mitte gegen die Ränder sowie vom Fuß- zum Kopfende und mit Rücksicht auf ungleichförmiges Ausglühen von Stelle zu Stelle mehr oder minder ändern. Es erscheint ferner nicht ausgeschlossen, daß Verwechslungen oder selbst Ungenauigkeiten bei der Durchführung der Prüfung unterlaufen. In letzterer Hinsicht soll nicht unerwähnt bleiben, daß bei Blechen, die bei Prüfung nach eingetretener Rißbildung Festigkeitswerte in der Gegend der unteren zulässigen Grenze von 3400 kg/qcm lieferten, im Abnahmeattest häufig wesentlich höhere Zahlen angegeben waren. (Vergl. z. B. aus neuester Zeit Z. 1907 S. 1166 Fußnote 1.)

[2]) Diese Bemerkung ist hervorgerufen durch Ausführungen von Professor Eichhoff. Diese (Stahl und Eisen 1907 S. 934) enthalten eine Reihe von Unrichtigkeiten und Widersprüchen, weshalb bei der Durchsicht Aufmerksamkeit am Platze und das Zurhandnehmen der besprochenen Arbeiten im Original erforderlich ist. Die Widersprüche stehen namentlich auf Seite 939 unmittelbar nebeneinander. Vergl. z. B. den Satz: »Ebenso unmöglich ist das Resultat, welches 0,232 vH Schwefel nachweist« mit dem 10 Zeilen später folgenden: »Der Analysenbefund von 0,232 vH Schwefel ist dadurch zu erklären, daß .....« Ein weiterer Beitrag desselben Verfassers findet sich in der Zeitschrift des Bayerischen Revisionsvereines 1907 S. 115. Dort wird es als zwecklos bezeichnet, die Ergebnisse der in Frage stehenden Hamburger Untersuchungen überhaupt zu besprechen, weil die Stäbe das Material nicht in dem Zustande enthalten hätten, in dem es sich am Riß befunden habe, und außerdem auch wohl geglüht gewesen seien. In der Tat war jedoch, wie sich ergab (s. S. 117 der genannten Zeitschrift), weder das eine noch das andre der Fall. Solche voreilige Annahmen (von ihnen ist auch die erwähnte Arbeit in Stahl und Eisen nicht frei) tun der ganzen Sache stark Abbruch. Vergl. auch das am Schluß dieser Arbeit Bemerkte.

[3]) Daß verlangt werden muß, sie vor der Entnahme der Proben auszuglühen, erhellt aus dem auf S. 1985 rechte Spalte Bemerkten.

[4]) In bezug auf die Frage, ob und wann Probestäbe auszuglühen sind oder nicht, weisen die in Fußnote 2 dieser Seite erwähnten Arbeiten große Unklarheit auf. Der Leser muß, falls nicht angenommen werden soll, daß unbeabsichtigte Widersprüche vorliegen, die erforderlichen Ergänzungen von sich aus hinzufügen. Auch dann aber bleiben die Forderungen bezw. Feststellungen der genannten Arbeit zum Teil unrichtig.

[1]) Der Umstand, daß in zahlreichen Veröffentlichungen, die sich auf die Frage der Rißbildung beziehen, dieser Grundsatz nicht beachtet wird, zwingt auch an dieser Stelle dazu, die Tragweite der Normen ab und zu zu beleuchten. Im Zusammenhang damit darf nicht unterlassen werden, darauf hinzuweisen, daß diejenigen, welche die Normen um jeden Preis verteidigen, damit mittelbar zugeben, daß solche Bleche, welche schlechte Behandlung nach Verlassen des Walzwerkes nicht erfahren, aber im Betriebe Risse gezeigt haben, als minderwertig zu bezeichnen sind, daß also die Hüttentechnik heute imstande ist, Bleche zu erzeugen, welche den Beanspruchungen im Kessel stand zu halten vermögen. Dies erhellt anderseits mit Sicherheit aus dem Umstande, daß eine sehr große Zahl von Kesseln anstandslos betrieben werden kann. Der Abnehmer und die Allgemeinheit haben deshalb das Recht, die Lieferung nur solcher Bleche zu verlangen.

der Widerstandsfähigkeit aufweisen, als sich beim gewöhnlichen Zugversuch haben feststellen lassen. Diese Sachlage fordert dringend, daß Biegungsanstrengungen nach Möglichkeit vermieden werden.

Ein zweiter Gesichtspunkt ist dadurch gegeben, daß die lang andauernde Erwärmung und namentlich die häufigen Wärmewechsel an sich von gewissen Grenzen ab das Material verändern können. Auch hierüber liegen außer der erwähnten Arbeit von Vanderheym Versuche nicht vor. Anzunehmen ist, daß diese Umstände — wenn die Kesseltemperaturen die gewöhnlichen Grenzen nicht überschreiten — bei homogenem Material einen weitgehenden Einfluß nicht zu äußern vermögen[1]). Dabei ist allerdings richtige Konstruktion des Kessels vorausgesetzt. Wird beim Entwurf der Ausdehnung durch die Wärme nicht genügend Rechnung getragen[2]), so genügen die üblichen Wärmegrade und Temperaturunterschiede zur Erzeugung von Anbrüchen.

b) Schädigungen besonderer Art.

Hierher gehören rasches Abkühlen und Anwärmen des Kessels, Bildung von Ueberzügen, die den Wärmedurchgang hemmen, Auftreten von Stichflammen namentlich im Verein mit örtlichem Wassermangel usw. Von den übrigen Einflüssen nachlässiger Bedienung soll abgesehen werden.

Durch rasches Abkühlen und Anwärmen innerhalb der hier in Betracht kommenden Grenzen wird, soweit das heute erkannt ist, eine Veränderung in der chemischen Zusammensetzung und im Gefüge des Materials nicht hervorgebracht, sondern dem Auftreten von Spannungen Vorschub geleistet, die sich teils über den ganzen Kessel erstrecken und wie äußere Kräfte wirken, teils ihren Einfluß als innere Kräfte geltend zu machen scheinen. Daß hierüber noch große Unsicherheit besteht, ist schon früher (Fußnote 1 S. 1985 rechte Spalte) hervorgehoben worden. Von großer Bedeutung sind die mit rascher Abkühlung verbundenen und überhaupt im Betrieb auftretenden Wärmeunterschiede und die dadurch bedingten Wärmespannungen. Ueber diese hat Bach schon 1904 (Protokoll der 33. Delegierten- und Ingenieurversammlung des internationalen Verbandes der Dampfkesselüberwachungsvereine zu Barmen-Elberfeld S. 152) ausgesprochen: »Auf Grund einer Anzahl von Rißbildungen, mit denen ich mich in letzter Zeit zu befassen hatte, sowie auf Grund meiner Beschäftigung mit der Sache möchte ich Ihre Aufmerksamkeit auf eine dritte Ursache lenken, nämlich darauf,

3) daß größere Temperaturunterschiede in den Kesselwandungen zum Eintritt von Rissen im Blech führen können und auch häufiger dazu führen, als man anzunehmen geneigt sein wird, und daß es deshalb zur Klärung der hier zur Erörterung stehenden Frage dringend geboten erscheint, in jedem Falle beobachteter Rißbildung gründliche Untersuchung in der bezeichneten Richtung eintreten zu lassen.«

In ganz besondrem Maße stellen sich Wärmeunterschiede beim Abkühlen (und Anheizen) da ein, wo der Kessel das Mauerwerk berührt. Es sollte deshalb mehr, als das bisher zu geschehen pflegt, darauf geachtet werden, daß die auf Biegung beanspruchten Teile nicht eingemauert sind. Erfolgt Abkühlen des Kessels, so bildet das Mauerwerk einen Wärmespeicher und hält die mit ihm in Berührung stehenden Blechteile länger heiß als die Umgebung: infolgedessen entstehen nahe den Grenzen der Einmauerung Spannungen. Aehnliches gilt auch in verminderter Maße für die Wärmeschwankungen des gewöhnlichen Betriebes und in umgekehrtem Sinne für das Anheizen. Betrachtet man die bisher veröffentlichten Fälle der Rißbildung, so erkennt man, daß eine größere Anzahl derselben an der bezeichneten Stelle eintrat. Das berechtigt aber durchaus nicht zu der Annahme, daß die Beschaffenheit des Bleches an dem Unfall nicht beteiligt sei. Da nämlich verlangt werden muß, daß das gelieferte Material nicht schlechter sei, als es der jeweilige Stand der Hüttentechnik bedingt, so liefert die Tatsache, daß die Mehrzahl der betriebenen gleichartigen Kessel Risse nicht zeigt, den Nachweis, daß die geschädigten Bleche minderwertig sein müssen, sei es von Haus aus oder infolge ungeeigneter Behandlung. Daß die gebrochenen Stellen häufig gleichzeitig am Kopfende des Bleches liegen, welches stärker verunreinigt ist, wurde schon mehrfach erwähnt.

Ueberzüge, die den Wärmeübergang hindern (im Verein mit Stichflammen, örtlichem Wassermangel — Wasserrohrkessel), können bekanntlich zu Ausbeulungen führen, woraus zugleich hervorgeht, daß die durch Wärmeunterschiede wachgerufenen Kräfte beträchtliche Größe[1]) erreichen können.

c) Die Wirkung angestrengten Betriebes.

In dem Aufsatz »Wärmespannungen und Rißbildungen«, Z. 1907 S. 1165, sucht Carl Sulzer nachzuweisen, daß bei angestrengtem Betrieb an Nietverbindungen infolge der eintretenden ungleichförmigen Erhitzung Spannungen hervorgerufen werden, welche auch bei Kesseln, »wo ein Material verwendet worden ist, welches allen Anforderungen entspricht, wo die Herstellungsweise des Kessels einwandfrei war und seine Bauart sich in hunderten von Fällen bewährt hat«, zur Rißbildung führen. Sulzer bezieht sich auf Risse, die sich im zweiten Zug eines Flammrohrkessels gebildet hatten.

Seinen Ausführungen kann nicht unbedingt zugestimmt werden, abgesehen von zahlreichen andern Gründen schon deshalb nicht, weil man sich nicht vorstellen könnte, daß Nietverbindungen, die unmittelbar über dem Rost liegen, sich dauernd bewähren — wie das z. B. bei den häufig verwendeten Quersiedern zutrifft, wobei allerdings nicht übersehen werden darf, daß diese meist einreihig genietet sind, während die Ausführungen Sulzers für zweireihige Nähte gelten —, wenn solche im zweiten Zuge nach kurzer Betriebzeit durch die Erwärmung so stark Not leiden würden. Die Gründe für das Entstehen der von Sulzer beobachteten Nietlochrisse dürften vielmehr, jedenfalls zu einem Teile, in ganz andrer Richtung zu suchen sein, und ich beabsichtige, auf diese Frage in einer besondern Arbeit näher einzugehen.

Erwähnt sei noch, daß die Festigkeit des Materials für den fraglichen Kessel der unteren zulässigen Grenze nahe stand[2]), und daß es sich bei den Kerbschlagproben nicht besonders günstig verhalten zu haben scheint.

Zusammenfassung.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich aufs deutlichste, daß das Material der Bleche für Dampfkessel in jeder Stadium bei der Herstellung und Verwendung durch unrichtige Behandlung verdorben werden kann, daß für die letztere sowohl auf dem Hütten- und Walzwerk, als auch in der Kesselschmiede und im Betriebe Gelegenheit geboten ist.

Während für eine Reihe von Schädigungen anzunehmen war, daß sie durch nachfolgendes sachgemäßes Ausglühen behoben werden, trifft dies für eine Anzahl andrer nicht zu. Abgesehen von anderm muß mit Rücksicht darauf, daß für den Abnehmer des Bleches an und für sich keine Verpflichtung und häufig keine Veranlassung vorliegt, Ausglühen vorzunehmen, vom Walzwerk verlangt werden, daß es die Tafeln in sachgemäß ausgeglühtem Zustande zur Abnahme vorlegt und aus ihnen ohne weiteres die Probestücke herausarbeitet.

Bei der gelegentlich erforderlichen Beleuchtung der

---

[1]) Bei Material mit Einlagerungen — Schweißeisen und Flußeisen in der Nähe der Seigerzonen und des Lunkers — können die mit Wärmeänderungen unter Umständen verbundenen Schubspannungen vielleicht schädlichen Einfluß bedingen. Ueber die Unsicherheit, welche hinsichtlich der Feststellung etwaiger Veränderungen besteht, vergl. das auf S. 1987 linke Spalte Fußnote 1 Bemerkte sowie meine in der Fußnote 1 S. 1983 linke Spalte erwähnte Schrift S. 38.

[2]) z. B. bei langen Flammrohrkesseln, bei Stutzen, die Ober- und Unterkessel verbinden, u. a. m. Hier kommt es bekanntlich darauf an, daß Teile vorhanden sind, die sich so nachgiebig oder elastisch erweisen, daß geringe Anstrengungen große Formänderungen hervorrufen, oder daß große Formänderungen nur geringe Materialbeanspruchung erzeugen.

[1]) 10° C Temperaturunterschied entsprechen hinsichtlich der erzeugten Dehnung einer Spannung von 250 kg/qcm.

[2]) Vergl. Fußnote 5 S. 1988 linke Spalte.



Würzburger Normen haben sich an manchen Stellen Mängel gezeigt; anderseits war auszusprechen, daß es heute nicht möglich sein wird, Vorschriften aufzustellen, die allgemeine Billigung fänden und alle heute vorliegenden Erfahrungen berücksichtigen würden. Hinsichtlich der Einzelheiten muß auf das Frühere verwiesen werden.

Diese Beleuchtung der Normen war geboten, weil zu verschiedenen Malen durchaus einseitige Darlegungen der Oeffentlichkeit übergeben worden waren und es erforderlich schien, daß diejenigen, welche mit den berührten Materialfragen nicht vertraut sind, solche Darstellungen richtig zu würdigen wissen.

Allen denen, die sich voreingenommen mit dem Gegenstande beschäftigen, ist entgegen zu halten, daß unsre Kenntnis der Materialeigenschaften zurzeit noch lückenhaft ist und gründlicher Vertiefung bedarf, daß zur Lösung der Frage der Rißbildung in Dampfkesselblechen ein Maß von Arbeit aufgewendet werden muß, das die einmütige Mitwirkung aller beteiligten Kreise mit Taten, nicht mit Worten erforderlich macht.

Der vorstehende Aufsatz hat wegen der Bezugnahme auf die Abhandlung: »Wärmespannungen und Rißbildungen« (Z. 1907 S. 1165) Hrn. Carl Sulzer vorgelegen, der sich dazu wie folgt äußert:

Zu der vorliegenden Arbeit von R. Baumann habe ich, soweit sie sich mit meinem Aufsatze »Wärmespannungen und Rißbildungen« befaßt, für heute nur zu bemerken, daß nach meiner Kenntnis die im ersten Zuge liegenden Nähte an Quersiedern usw. nicht nur meist, sondern durchweg einreihig genietet werden. Meine Darlegungen über das Spiel der Kräfte und die dadurch hervorgerufenen Erscheinungen in einer zweireihigen Naht haben mich selbst u. a. zur Schlußfolgerung geführt, daß durch Anwendung einfacher Nähte diese Erscheinungen vermieden werden können. Ich habe dies am Schlusse meines Aufsatzes deutlich ausgesprochen und auf die wesentlichen Unterschiede hingewiesen. Der von R. Baumann angeführte Grund ist daher nicht zutreffend; auf die zahlreichen andern Gründe, von denen der Verfasser spricht, werde ich eingehen, nachdem die besondere Arbeit, die er hierüber in Aussicht stellt, erschienen sein wird.

Winterthur. Carl Sulzer.

Die Wirtschaftlichkeit von Schiffshebewerken.[1]

Von **Hermann Bertschinger.**

(Fortsetzung von S. 1935)

III) Kraftverbrauch für den Antrieb.

Die Wahl der Kraftbeschaffung und Zuleitung ist von so vielen örtlichen Verhältnissen u. a. m. abhängig, daß hier keine bestimmte Annahme gemacht werden kann. Die wahrscheinlichste Art wäre für alle Hebewerke die Zuleitung der elektrischen Energie von einem gemeinsamen Kraftwerk aus. Für diesen Fall käme nur hochgespannter Drehstrom in Frage, der in jedem einzelnen Hebewerk oder in jeder Hebewerktreppe, sofern sie nicht länger als etwa 3000 m ist, auf eine normale Verbrauchspannung gebracht werden müßte.

Ist die Zahl der Hebewerke gering und die Entfernung der einzelnen Werke sehr groß, so kann es dagegen vorteilhaft sein, bei entsprechenden örtlichen Verhältnissen die Energie aus Einzelkraftwerken in der Nachbarschaft der Verbrauchstellen zu beziehen.

Mit diesen kurzen Bemerkungen soll nur angedeutet werden, daß die Ausführung der elektrischen Anlage außerhalb des Hebewerkes von so verschiedenen Umständen beeinflußt wird, daß man sich zum Zwecke des Vergleichs darauf zu beschränken hat, nur den Kraftverbrauch des einzelnen Hebewerkes, gemessen an seinem Schaltbrett, zu bestimmen. Das ist in Zahlentafel 3 geschehen.

IV) Die Linienführung von Kanälen

wird, wenn große Gefälle zu überwinden sind, auch von den Eigentümlichkeiten der verschiedenen Hebewerkarten abhängig gemacht werden müssen. Es kommen hierbei drei Hebewerkarten in Betracht, s. Fig. 34:

1) Treppen, bestehend aus einfachen Kammerschleusen von 5 bis 8 m Einzelhubhöhe;

2) Vertikalhebewerke: hohe Schachtschleusen, Aufzüge mit Schwimmern, Aufzüge mit Kolben, Schwimmtrommeln;

3) geneigte Ebenen: quergeneigte Trogbahn, längsgeneigte Trogbahn, Schiffseisenbahn.

Für jede dieser Hauptabteilungen wird sich in bezug auf Erdarbeiten und Grunderwerb eine günstigste Trasse finden lassen.

Beim Wettbewerb für Aujezd 1904 lag allen Entwürfen ziemlich dieselbe Trasse zugrunde. Diese war aber nur für eine geneigte Ebene geeignet; alle andern Hebewerke wurden durch große Erdarbeiten und Brückenkanäle verteuert.

Wollte man die Wahl des Hebewerkes nicht an bestimmte Bedingungen knüpfen, so hätte man dem Wettbewerb verschiedene Trassen mit verschiedenen Geländeneigungen zugrunde legen müssen. Erst ein wirtschaftlicher Vergleich der verschiedenen Trassen einschließlich der betreffenden Hebewerke hätte eine richtige Lösung ergeben.

Schleusentreppe.

Die Abstände von Stufenmitte zu Stufenmitte betragen bei höchster Leistungsfähigkeit, wenn T die Doppelschleusungsdauer und 1,1 m/sk die Geschwindigkeit auf der Zwischenhaltung ist,

ungefähr . . . . . 435 m
oder . . . . . . $435 + T\,1{,}1$ (1 Haltungseinheit)
oder . . . . . . $435 + 2\,T\,1{,}1$ (2 Haltungseinheiten).

Diesen Anordnungen entsprechen folgende Steigungen in vT:

Abstände der Stufenmitten	5,00	5,45	6,00	6,66	7,5	8,57
435	11,5	12,5	13,8	15,3	17,2	19,7
435 m + 1 Haltungseinheit . .	1,70	1,83	2,01	2,21	2,21	2,77
435 » + 2 » . .	0,919	0,995	1,085	1,191	1,325	1,485

Bei der hier vorliegenden Untersuchung ist die Haltungseinheit gleich null gesetzt, um möglichst steiles Gelände überwinden zu können. Das Längsprofil, Fig. 34, zeigt, daß Treppen trotzdem von allen Hebewerken die geringste Steigung verlangen.

Vertikalhebewerke.

Je steiler das Gelände, desto geringer sind die Anlagekosten. Man stellt das Hebewerk zweckmäßig ungefähr in die Mitte der Geländeböschung. Die Dichtung der oberen Haltung verlangt besondere Sorgfalt. Ueber den Umfang dieser Anlage ist weiter unten näheres angegeben.

Die quergeneigte Trogbahn.

Der Weg, den das Schiff macht, kann unmöglich mit der Kanalachse zusammenfallen. Die durch die Zufahrten bedingten Umwege müssen auf ein Minimum von Zeitversäumnis, Anlagekosten und Betriebsunsicherheit infolge von Undichtigkeiten des Kanales untersucht werden. Der Weg des Schiffes macht zweimal einen rechten Winkel. Auf ungefähr 400 m Länge liegen in geringer Entfernung und auf verschiedenen Höhen die beiden Haltungen nebeneinander.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Wasserbau und Hebezeuge) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

Zahlentafel 3.

Mittlerer Stromverbrauch in KW während einer Doppelförderung

gemessen am Schaltbrett des Hebewerkes

mittlerer intermittierender Stromverbrauch — stetiger Stromverbrauch zur Wasserförderung — stetiger Stromverbrauch für Beleuchtung

Hubhöhe = 10

Hubhöhe = 20

Hubhöhe = 30

Hubhöhe = 40

Hubhöhe = 50

Hubhöhe = 60

Hubhöhe = 70

Hubhöhe = 80

Hubhöhe = 90

Hubhöhe = 100

Darin liegt unter Umständen die Gefahr, daß Wasser durchsickert und die obere Haltung leerläuft. Entweder ist ein tiefer Einschnitt oder umfangreiche Dichtungsarbeit notwendig. Um nun die günstigste Lage der Bahnachse zur Kanalachse zu ermitteln, zieht man für verschiedene Anordnungen von dem vom Schiffe durchfahrenen Weg s den Weg in Richtung der Kanalachse sf ab und erhält so einen Vergleichwert; s. Fig. 35 und die zugehörige Zahlentafel, S. 1982.

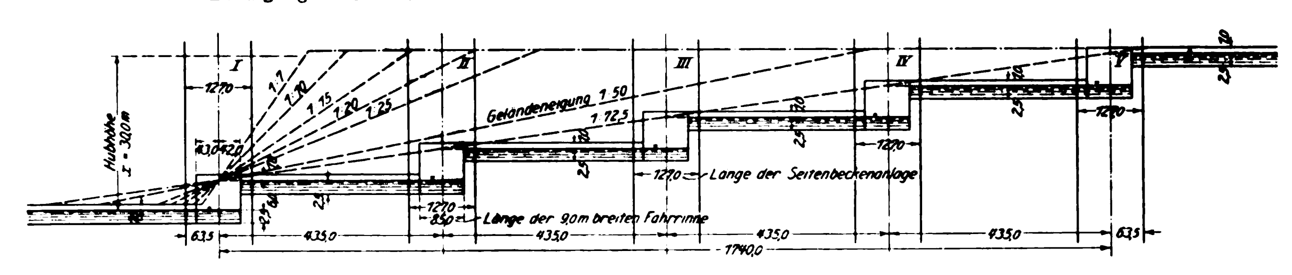
Bei der längsgeneigten Trogbahn kann die Bahnachse mit der Kanalachse zusammenfallen. Der geringen



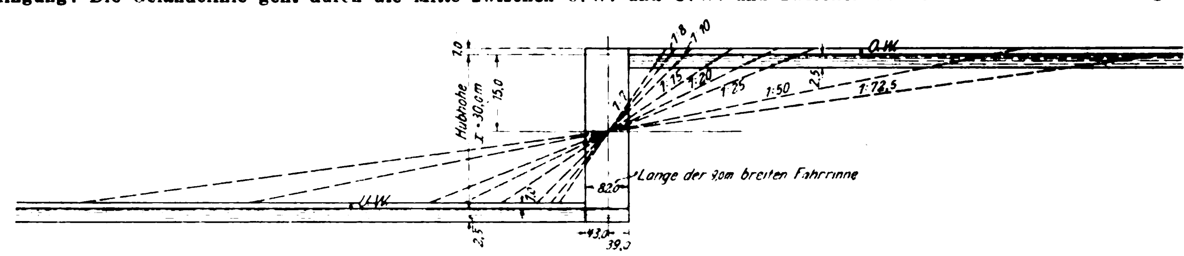
Fig. 34.

Ueberwindung eines Gefälles von 30 m bei verschiedenen Geländeneigungen.
Längen 1 : 5000; Höhen 1 : 500.

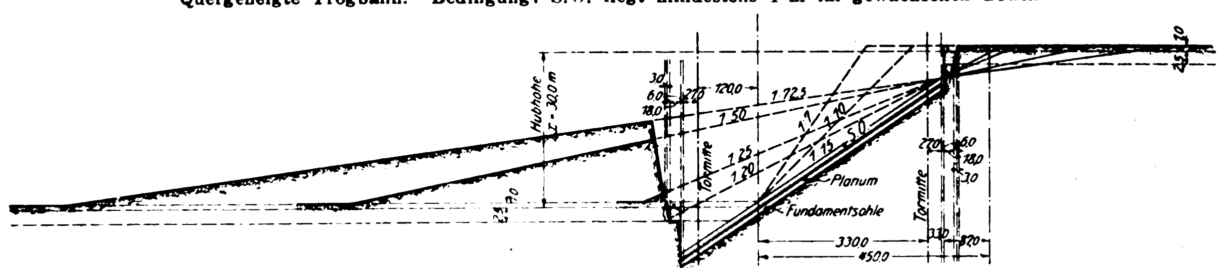
Schleusentreppe. 5 Stufen zu 6 m.
Bedingung: Die Geländelinie schneide das O. W. in der Mitte zwischen den Schleusentoren.



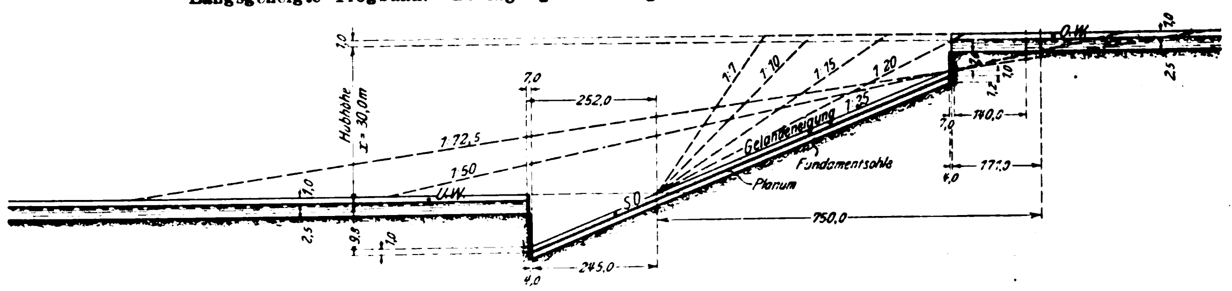
Vertikalhebewerke. Schachtschleuse, Aufzug { mit Schwimmern. mit Kolben.
Bedingung: Die Geländelinie geht durch die Mitte zwischen O. W. und U. W. und zwischen den Schleusen- bezw. Haltungstoren.



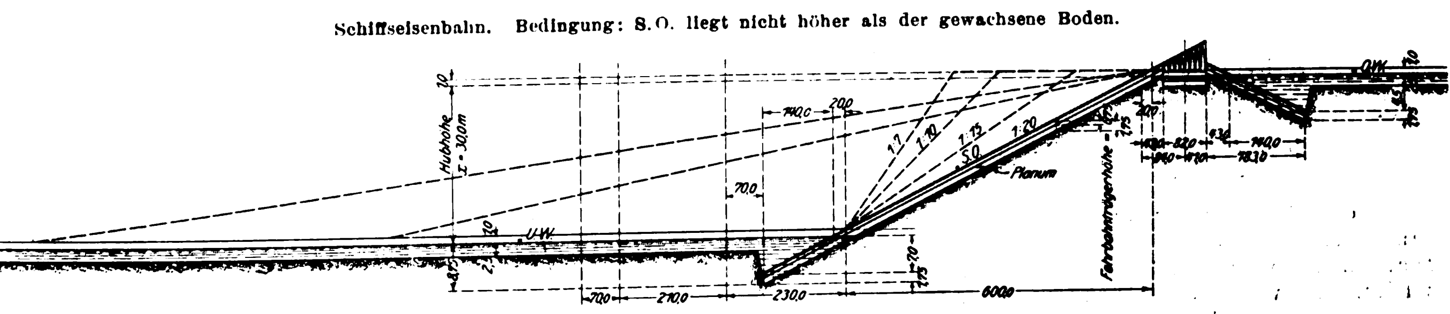
Quergeneigte Trogbahn. Bedingung: S. O. liegt mindestens 1 m im gewachsenen Boden.



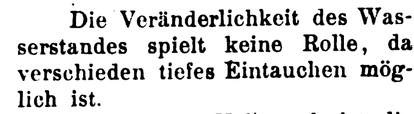
Längsgeneigte Trogbahn. Bedingung: S. O. liegt mindestens 1 m im gewachsenen Boden.



Schiffseisenbahn. Bedingung: S. O. liegt nicht höher als der gewachsene Boden.



Normales Querprofil 1 : 250.



Breite der Bahn wegen ist die Linienführung leicht, die Erdarbeiten gering.

Die Schiffseisenbahn ist am leichtesten in die Trasse einzuziehen. Die Drehscheibe gestattet nicht nur eine ganz beliebige Richtung der Abfahrt in die obere Haltung, sie ermöglicht auch den Anschluß mehrerer Kanäle von ganz verschiedener Richtung an das Hebewerk. Die Neigung der Bahn kann ebenso gut 1 : 10 wie 1 : 30 sein.

Die Veränderlichkeit des Wasserstandes spielt keine Rolle, da verschieden tiefes Eintauchen möglich ist.

Bei keinem Hebewerk ist die Dichtung der oberen Haltung auch ohne besondere Vorkehrungen so gesichert wie bei der Schiffseisenbahn.

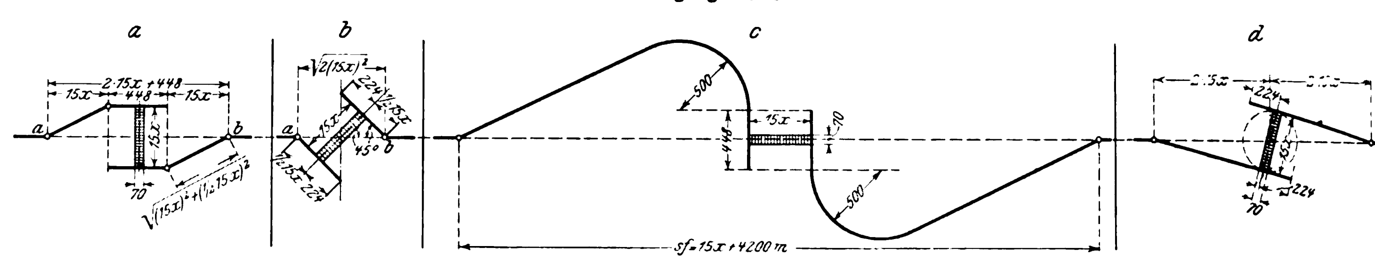
Eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit bedingt nicht wie bei den andern Hebewerken ohne weiteres die Zweifährig-



Fig. 35.

Längenentwicklung der quergeneigten Trogbahn im Vergleich zur Länge der geraden Kanalstrecke.

Neigung 1 : 15.



	a	b	c	d
Länge des Fahrweges .	$s = 2 \cdot \sqrt{(15x)^2 + (^1/_2\, 15x)^2} + 15x + 448$	$s = 2 \cdot 15x$	$s = 15x + 5500$	$15x + 2\sqrt{(2 \cdot 15x)^2 - (^1/_2\, 15x)^2}$
Länge der Kanalachse .	$sf = 2 \cdot 15x + 448$	$sf = \sqrt{2(15x)^2}$	$sf = 15x + 4200$	$4 \cdot 15x$
Vergleichswerte . . .	$s - sf$	$s - sf$	$s - sf$	$s - sf$
Hubhöhe 10	185	88	1300	131
» 20	370	175	1300	262
» 30	556	263	1300	393
» 40	742	351	1300	524
» 50	928	440	1300	654
» 60	1112	528	1300	785
» 70	1302	616	1300	916
» 80	1481	703	1300	1047
» 90	1668	791	1300	1178
» 100	1854	879	1300	1308
		bei Hubhöhe $x \gtreqless 150$ m am günstigsten	bei Hubhöhe $x \gtreqless 150$ m am günstigsten	

keit. Ein zweiter Anschluß der oberen Haltung an die Drehscheibe und ein zweiter Schiffswagen können die Leistungsfähigkeit beinahe verdoppeln.

Die Ermittlung der Werte in Zahlentafel 4 ist an folgende Voraussetzungen geknüpft:

1) Alle Erdarbeiten sind ohne Wasserhaltung möglich;
2) die Böschung setzt sich seitlich vom Bauwerk mit 1 : 1, seitlich vom Kanal und Hafen mit 1 : $1^1/_2$ fort;
3) der Grunderwerb erstreckt sich auf jeder Seite des Bauwerkes, Hafens, Kanales 10 m über die äußersten Böschungskanten hinaus.

Schleusentreppe.

Die Sohle sämtlicher Sparbecken liegt in gewachsenem Boden.

Seitlich vom Bauwerk ist je 1,0 m über dem Wasserspiegel des entsprechenden Seitenbeckens ein 5,0 m breiter, seitlich vom Kanal ein 3,0 m breiter Weg vorgesehen.

Das Bauwerk besteht aus:
1 unteren Vorhafen
5 Schleusen
4 Zwischenhaltungen
1 oberen Vorhafen
} vergl. Lageplan Fig. 30 S. 1931.

Kosten: Einheitpreis für den Grunderwerb . . 0,5 ℳ/qm
Einheitpreis für die Erdarbeiten . . 1,0 ℳ/cbm.

Vertikalhebewerke.

Bei den Aufzügen ist außerhalb der Fundamente der Führungsgerüste ein 3 m breiter Fußweg vorgesehen; bei der Schachtschleuse wird der Böschungseinschnitt nach Vollendung des Bauwerkes wieder ausgefüllt. Seitlich vom Kanal bezw. Hafen läuft 1 m über Wasserspiegel ein 3,0 m breiter Fußweg.

Das Bauwerk besteht aus:
1 unteren Vorhafen . . . .
1 Schleuse bezw. Aufzug (Aufzug mit Kolben doppelfähig) . . . .
1 Brückenkanal, wovon die letzten 30 Meter zum oberen Vorhafen gerechnet sind . . . . .
1 oberen Vorhafen . . . .
} vergl. Lageplan Fig. 31 S. 1931.

Kosten:
Grunderwerb . . . . 0,5 ℳ/qm
Erdarbeiten . . . . 1,0 ℳ/cbm
Aushub der Schwimmer- und Kolbenschächte . 10,0 » .

Brückenkanal (Verlängerung über 30 m) (näheres im folgenden Abschnitt Anlagekosten):
Schachtschleuse
Aufzug mit Schwimmern } . . . . 3070 ℳ/m
» » Kolben . . . . 4520 »

Katzenbahn:
Schachtschleuse
Aufzug mit Schwimmern } . . . . 45 ℳ/m
» » Kolben . . . . 90 »
Dichtung mit Tonschlag . . . . 4,0 ℳ/cbm.

Die Dichtung mit Tonschlag von 0,7 m Mächtigkeit erstreckt sich über die ganze Oberfläche des Kanalbettes im Auftragstück. Sie reicht, um die Bildung von Längsadern zu verhindern, von der Wasserkante an der Geländeböschung 100 m in den Abtrag hinein, um dort rechtwinklig abbiegend noch 4 m tief in den gewachsenen Boden einzudringen. Damit die Leitwerkpfähle die Dichtung nicht gefährden, ist unter dem Leitwerk eine besondere 2 m breite und 2,7 m tiefe Lehmschicht vorgesehen.

Der Brückenkanal endigt da, wo die Kanalsohle 4,0 m über dem gewachsenen Boden liegt.

Geneigte Ebenen.

Das Bauwerk besteht aus:
unterem Vorhafen . .
Bahn . . . .
oberem Vorhafen . . .
} vergl. Lagepläne, Fig. 32 und 33 S. 1935.

Kosten:
Grunderwerb . . . . 0,5 ℳ/qm
Erdarbeiten . . . . 1,0 ℳ/cbm.

Was die Dichtung anbetrifft, so gilt das bei den Vertikalhebewerken Gesagte auch für die beiden Trogbahnen.

Seitlich von der Bahn laufen Fahrwege, deren einer von der Revisionsbahn benutzt wird. Sie liegen, wenn Gelände- und Bahnneigung gleich sind, auf der Höhe des Geländes, damit die Erdarbeiten möglichst gering werden. Diese Höhenverhältnisse bleiben auch dann erhalten, wenn die Schienenoberkante tiefer unter dem Gelände liegt, als dies in den Bedingungen für die Längenprofile ausgesprochen ist.

Die Breite der Fahrwege richtet sich nach der Auskragung von Trog- bezw. Schiffswagen und beträgt bei der

Zahlentafel 4.

Überwindung eines Gefälles von 30 m bei verschiedenen Geländeneigungen

Mehrkosten = wirkliche Kosten abzüglich derjenigen der ersparten Kanalstrecke

Geländeneigung	System	Weglänge in Richtung der Kanalachse	Wirkliche Kosten: Grunderwerb	Wirkliche Kosten: Erdarbeiten	Zuschlag für Verlängerung des Brückenkanals über 30 m der Katenbahn
tg α = 1/7	Kammerschleuse	2 665	139 500	2 212 500	—
	Schachtschleuse	922	41 700	311 100	—
	Aufzug mit Schwimmern	922	42 600	477 000	—
	Aufzug mit Kolben	922	42 400	369 500	—
	Trogbahn quergeneigt	1 800	107 000	721 100	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	52 200	466 500	—
	Schiffseisenbahn	1 818	70 500	491 500	—
tg α = 1/10	Kammerschleuse	2 665	138 500	2 127 600	—
	Schachtschleuse	932	41 500	325 000	93 000
	Aufzug mit Schwimmern	932	41 100	401 500	93 000
	Aufzug mit Kolben	932	43 300	386 200	78 400
	Trogbahn quergeneigt	1 800	123 100	597 600	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	52 300	400 200	—
	Schiffseisenbahn	1 818	69 000	397 300	—
tg α = 1/15	Kammerschleuse	2 665	132 200	1 978 500	—
	Schachtschleuse	978	45 200	350 900	174 100
	Aufzug mit Schwimmern	978	45 700	517 700	174 500
	Aufzug mit Kolben	978	45 200	422 300	848 300
	Trogbahn quergeneigt	1 800	120 500	452 300	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	55 600	303 600	—
	Schiffseisenbahn	1 818	66 700	309 400	—
tg α = 1/20	Kammerschleuse	2 665	132 700	1 845 200	—
	Schachtschleuse	1 022	45 500	389 500	311 500
	Aufzug mit Schwimmern	1 022	44 700	556 500	311 500
	Aufzug mit Kolben	1 022	47 100	461 000	461 100
	Trogbahn quergeneigt	1 800	125 500	334 100	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	53 500	249 600	—
	Schiffseisenbahn	1 818	64 500	252 400	—
tg α = 1/25	Kammerschleuse	2 665	131 500	1 704 700	—
	Schachtschleuse	1 065	47 700	431 500	445 400
	Aufzug mit Schwimmern	1 065	47 100	595 000	445 400
	Aufzug mit Kolben	1 065	40 700	521 500	651 200
	Trogbahn quergeneigt	1 800	122 500	[illegible]	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	53 400	230 000	—
	Schiffseisenbahn	1 818	67 000	312 000	—
tg α = 1/50	Kammerschleuse	2 665	120 500	1 051 600	—
	Schachtschleuse	1 267	52 300	678 600	1 079 700
	Aufzug mit Schwimmern	1 267	55 700	751 500	1 079 700
	Aufzug mit Kolben	1 267	59 000	421 500	1 580 200
	Trogbahn quergeneigt	1 800	157 000	3 571 100	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	61 000	436 600	—
	Schiffseisenbahn	1 818	82 000	1 021 700	—
tg α = 1/72,5	Kammerschleuse	2 665	112 500	648 100	—
	Schachtschleuse	1 417	63 500	710 200	1 741 200
	Aufzug mit Schwimmern	1 417	62 600	880 100	1 741 200
	Aufzug mit Kolben	1 417	67 400	790 400	[illegible]
	Trogbahn quergeneigt	1 800	171 800	5 504 200	—
	Trogbahn längsgeneigt	1 674	22 800	770 800	—
	Schiffseisenbahn	1 818	[illegible]	1 392 100	—

quergeneigten Trogbahn	. . . .	2,65 m
längsgeneigten	»	1,30 »
Schiffseisenbahn	. . . .	1,20 » .

Ergebnisse der zeichnerischen Darstellung (vergl. Zahlentafel 4).

Die zu Eingang dieses Abschnittes ausgesprochene Behauptung, daß es grundsätzlich unrichtig sei, für eine und dieselbe Trasse verschiedene Hebewerkarten zu vergleichen, findet ihre Bestätigung.

Die Vertikalhebewerke werden bei flachem Gelände durch die Verlängerung des Brückenkanales wesentlich verteuert, bei $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{72,5}$ schon um mehr als $1^1/_2$ Million *M*.

Die quergeneigte Trogbahn wird bei flachem Gelände durch die Zufahrten und Vorhäfen äußerst ungünstig beeinflußt; die unteren liegen tief im Einschnitt die oberen verlangen eine umfangreiche, teure Dichtung.

Die Längenentwicklung ist eben nicht allein maßgebend für die Lagerung des Hebewerkes; diese muß im Zusammenhang mit dem Längsprofil gewählt werden. Je flacher das Gelände, desto mehr müssen sich die Zufahrten der Richtung der Kanalachse anschmiegen.

Die Schiffseisenbahn würde bei allen Geländeneigungen die geringsten Kosten verlangen, wenn die Bahnneigung dem Gelände entsprechend gewählt würde.

(Schluß folgt.)

Eine Stapellaufstudie.[1]

Der verunglückte Stapellauf des italienischen Dampfers »Principessa Jolanda« läßt es angebracht erscheinen, zu zeigen, wie weit die Rechnung Aufschluß über die in kurzer Zeit sich abspielenden Ablaufvorgänge zu geben vermag. Im allgemeinen wird eine gründliche Berechnung des Stapellaufes nur ausgeführt, wenn ungewöhnliche Verhältnisse, wie niedriger Wasserstand, großes Ablaufgewicht, ungebräuchliche Raumabmessungen usw. dazu drängen; und doch hat ein Unfall während des Ablaufes die schwersten Folgen und bedeutet unter Umständen den Verlust des Fahrzeuges.

Im vorliegenden Falle konnten das Ablaufgewicht und die Schwerpunktlage des Rumpfes ohne ungenaue Annahme bestimmt werden, da Eigengewicht und Metazentrum eines Schwesterschiffes, von dem das Ergebnis des Krängungsversuches vorlag, bekannt waren. Aehnlich der »Principessa Jolanda«, die vollkommen auf Helgen fertig gebaut war, war die Herstellung des Schiffes vor dem Ablauf sehr weit vorgeschritten, eine Maßnahme, die durch Transportvereinfachungen erklärt wird. Mit Ausnahme der Maschinen- und Kesselanlage sowie einiger Hülfsmaschinen und der Boote war das Fahrzeug bis auf 1100 t Gewicht fertig und wies mit 24 t Belastung auf 1 qm Ablauffläche normale Druckverhältnisse während des Baues auf; vergl. Fig. 1. Die Druckverteilung während des Laufes bis zum Aufschwimmen des Hecks wurde nach einem zeichnerischen Verfahren ermittelt, das von William Froude, dem Begründer der Modellschleppversuche, angegeben worden ist. Bekannt ist in jedem Laufabschnitt aus dem Ablaufdiagramm der Unterschied zwischen Schiffseigengewicht und Auftrieb, und diese verbleibende Belastung P verteilt sich nach Lage des Druckangriffpunktes über die stützende Schlittenfläche, wie es Fig. 2 zeigt. Die Stützlänge l ist als Entfernung von Vorderkante Schlitten bis Ende Helling in jedem Augenblick bestimmbar; die Größe des Einheits-

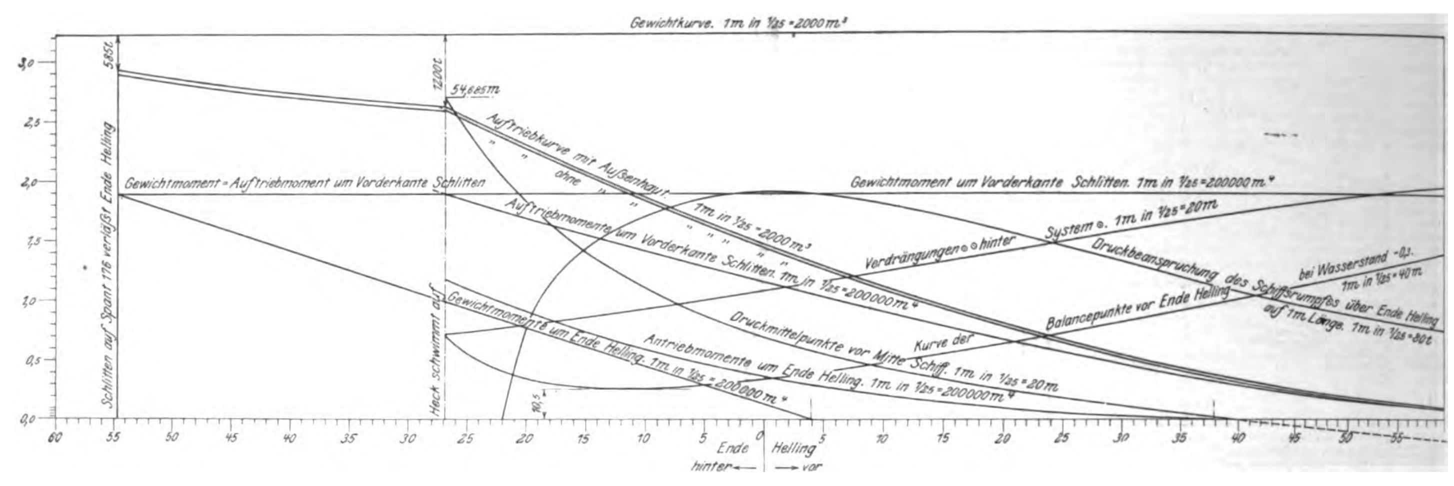
[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Schiffs- und Seewesen) werden an Mitglieder postfrei für 20 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.



Fig. 1.

Ablaufdiagramm eines Doppelschrauben-Passagierdampfers von 8500 Reg.-Tons bei — 0,3 m Wasserstand unter ± 0.

Maßstab 1 : 625.



Die Maßeinteilung gibt die Lage von Mitte Schiff bezogen auf Ende Helling an.

Neigung der Helling	1 : 19,2
Neigung des Schiffes	1 : 19,2
Kiel über Beton	1,465 m
Kiel über Schmierplanken	1,115 »
Vorderkante Schlitten vor Mitte Schiff	54,685 »
Ablaufgewicht: Schiff mit Masten, jedoch ohne Maschine, Kessel, Dampfheizung, Beleuchtung, Kühlmaschinenanlage sowie Boote	6451 t
Schlitten	300 »
	6751 t

hiervon befinden sich 70 t als Ballast in der hinteren Piek.

Länge des Schlittens	117,86 m
Schlittenlänge: Schiffslänge	0,839 »
Mitte Schiff vor Mitte Schlitten	4,245 m
Druckfläche des Schlittens	280 qm
Anfangsdruck auf Helgen auf 1 m Länge	28,64 t
Druck auf Vorderkante Schlitten beim Aufschwimmen	1200 »

Die Helling trägt an dieser Stelle 65 t auf 1 m Länge, auf zwei Bahnen also 130 t, so daß die notwendige Auflagerlänge 9,23 m beträgt.

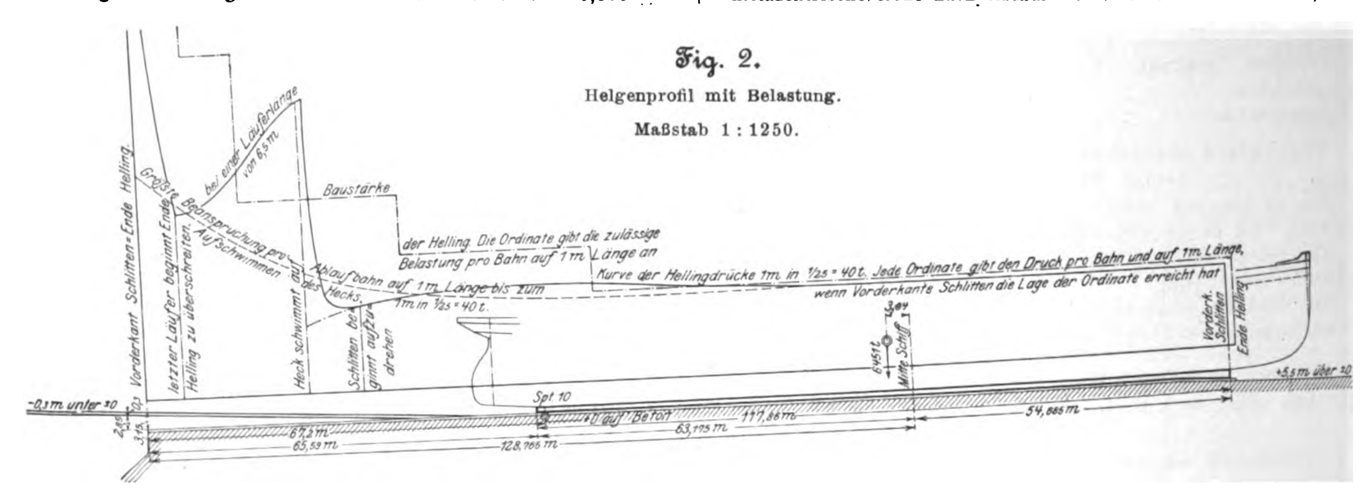
Die Kurve der Kipp- oder Balancepunkte bezeichnet diejenigen Punkte, für welche Auftriebmoment = Gewichtmoment ist. Sie nähert sich also Ende der Ablaufbahn bis auf 10,5 m.

Systemschwerpunkt hinter Mitte L	3,94 m
Tiefgang des Schiffes nach Stapellauf 2,85 m vorn bis 4,95 m hinten.	
Ende Helling von Schmierplanke ab 3,15 m unter ± 0.	
Vorderkante Schlitten vor Ende Helling beim Aufdrehen	27,805 m
metazentrische Höhe nach Ablauf	0,445 »

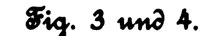
Fig. 2.

Helgenprofil mit Belastung.

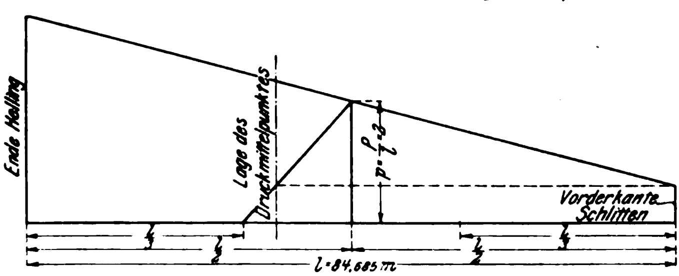
Maßstab 1 : 1250.



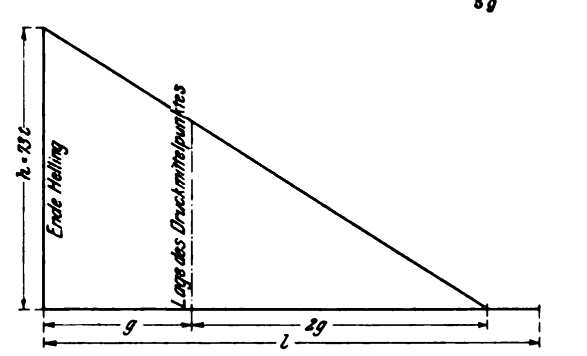
druckes p ergibt sich dann bei 2 Ablaufbahnen zu $\frac{P}{2\,l}$. Die Ermittlung des Druckangriffpunktes bietet ebenfalls keine Schwierigkeit; sobald die Lage der Verdrängungsschwerpunkte hinter dem Systemschwerpunkt bekannt ist, führt eine einfache Momentengleichung zum Ziel. Ausgehend von dem Gedanken, daß der Flächeninhalt des Belastungsdiagrammes $\frac{P}{2}$ darstellt, findet man je nach Lage des Druckmittelpunktes, dessen Achse mit der Schwerpunktachse des Diagrammes zusammenfallen muß, innerhalb oder außerhalb des mittleren Längendrittels als Form des Diagrammes ein Trapez oder ein Dreieck; vergl. Fig. 3 und 4. Die Endordinate bestimmt sich bei einer Entfernung x des Druckmittelpunktes von Ende Helling für Ende Helling zu $4p - \frac{6\,p\,x}{l}$ und für Vorderkante Schlitten zu $\frac{6\,p\,x}{l} - 2p$. Wird $x = \frac{l}{3}$, so ist die Druckordinate auf Ende Helling $= 2p$, auf Ende Schlitten $= 0$. Die Vorderkante des Schlittens bleibt also in diesem Augenblick unbeansprucht, die Belastungsfläche wird ein Dreieck, dessen Grundlinie $G = l = 3\,x$ wird. Der Flächeninhalt des Dreieckes ist $P = \frac{Gh}{2}$ oder, da P nur für die eine Bahn gilt, bei zwei Bahnen $P = Gh$; h ist mathematisch bestimmt als $\frac{P}{G}$ oder $\frac{P}{3\,g}$. In dieser Weise läßt sich für jeden Punkt der Ablaufbahn sowohl der Druck auf Vorderkante Schlitten wie auf Ende Helling bestimmen, und die Tangentialkurve an die Folge der Belastungsdiagramme gibt die größte Beanspruchung einer Ablaufbahn für 1 m Länge bis zu dem Augenblick, wo das Heck aufschwimmt, und damit ein Kriterium für die Baustärke der Helling. Bei diesem Berechnungsverfahren ist die Durchbiegung des Schiffsrumpfes nicht berücksichtigt, da ihre Bestimmung zu viel Annahmen erfordert. In Wirklichkeit wird aber die ungleichmäßige Auflagerung des Schiffsrumpfes auf dem Schlitten in den einzelnen Ab-


Fig. 3 und 4.

$P = 5851$ t; für eine Bahn und 1 m Länge = 31,6 t.



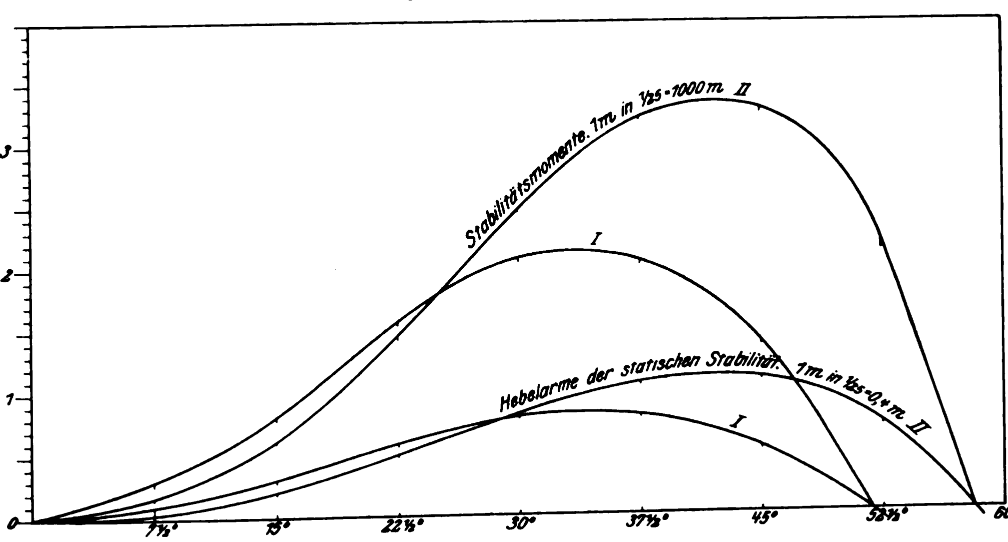
$P = 4221$ t; für eine Bahn und 1 m Länge $= \frac{P}{8g} = 78$ t.



schnitten des Ablaufes die Berechnung des Druckmittelpunktes wesentlich schwieriger gestalten und die Beanspruchung der Helling vergrößern.

Weniger wichtig ist der Druck auf Vorderkante Schlitten, dessen Bedeutung erst beim Aufdrehen einsetzt; die Belastung auf Ende Helling gibt jedoch ein übersichtliches Bild von den Druckbeanspruchungen, denen der Schiffsrumpf unterworfen ist. Im vorliegenden Falle greift ein Druckmaximum den Schiffskörper im Bereich des Kesselraumes an und zeigt die

Fig. 5. Stabilitätsvergleich.



I Schiff bei Stapellaufgewicht *II* Schiff bei Fertigstellung ohne Deadweight

starke Beanspruchung der Niete, welche Spant und Bodenwrangen verbinden. Etwa 5 m vor dem Beginn des Aufdrehens gibt das Diagramm für Ende Helling keine Druckbeanspruchung mehr und deutet damit an, daß die Auflagerlänge des Schlittens nicht mehr gleich der Entfernung Vorderkante Schlitten bis Ende Helling gerechnet werden darf; daher ist der Begriff eingeführt: »Schlitten beginnt aufzudrehen«. Mathematisch bestimmt sich der Augenblick, in dem das Heck aufschwimmt, wenn der Angriffpunkt des Druckes in Vorderkante Schlitten fällt; es wird dann der Druck $D = \frac{P}{8 \cdot 0} = \infty$, in Wirklichkeit = 1200 t oder = 18,6 vH vom Schiffsgewicht, ein normaler Wert, da rd. 20 vH veranschlagt werden. Diese Belastung ist von dem ersten Läufer aufzunehmen unter der Voraussetzung, daß die Wiege genügend elastisch gegen diesen abgestützt ist, um ein gleichmäßiges Tragen der Pallstreben zu verbürgen. Im vorliegenden Fall ist die Läuferlänge mit $6^1/_2$ m berücksichtigt; immerhin überschreitet die Beanspruchung mit 92 t/m die Baustärke der Helling an dieser Stelle. Berücksichtigt man jedoch, daß die Ablaufgeschwindigkeit an dieser Stelle rd. 4,5 m/sk beträgt, und daß nach einem weiteren Lauf von etwa 10,5 m die Hellingstärke wieder überwiegt, so dürfte während der $2^1/_3$ Sekunden kaum ein Schaden eintreten. Beginnt auch der letzte Läufer Ende Helling zu überschreiten, so wächst der Druck auf dem letzten Teil der Helling und wird im Augenblick des Freischwimmens 292,5 t für die Bahn betragen; die Hellingstärke entspricht hier 300 t für 1 m Länge der Bahn.

Ein sehr wesentlicher Gesichtspunkt für den Ablauf ist die Bestimmung des Wasserstandes, bei dem das Fahrzeug laufen kann. Am einfachsten geschieht dies durch Bestimmung der Trimmlage nach Ablauf und durch Verschieben des Vorstevens über Ende Helling und gleichzeitiges Einstellen auf die Ruhelage nach Ablauf, um das Klargehen des Vorstevens von Ende Helling zu untersuchen. Ein zweites Kennzeichen hat man in der Kurve der Kipp- oder Balancepunkte. Diese Punkte sind identisch mit den vorerwähnten Druckangriffpunkten, nur daß sie nach ihrer Lage zu Ende Helling aufgetragen worden sind. Im vorliegenden Beispiel nähert sich die Kurve bei einem Wasserstande von 0,3 m unter ± 0 bis auf 10,5 m Ende Helling, bietet also genügende Sicherheit gegen Abkippen des Fahrzeuges bei diesem Wasserstand. Der geringste Wasserstand, bei dem das Schiff noch laufen kann, ohne in Kippgefahr zu kommen, ist aus den Momentenkurven für Gewicht und Auftrieb um Ende Helling leicht bestimmt. Wird im Endpunkt der Gewichtmomentenkurve auf Helling die Neigung der Ablaufbahn 1 : 19,2 aufgesetzt und die geradlinige Gewichtmomentenkurve als Tangente an die Auftriebmomentenkurve gelegt, so schneidet diese Tangente auf der Schrägen eine Strecke ab, deren Länge bei gleichen Maßstäben für Momentenkurven und Steigungsdreieck die Hypothenuse eines Dreieckes mit der geringst zulässigen Wassertiefe als kürzerer Kathete bildet. In diesem Beispiel konnte der Ablauf noch bei — 0,625 m unter ± 0 stattfinden.

Eine Stabilitätsuntersuchung ist während der Laufperiode nicht unbedingt erforderlich, da in den Pallstreben der vordersten Läufer genügend Sicherheit gegen Querschiffneigungen vorhanden ist. Bei langen Schiffen kommt aber die Zeitdauer vom Beginn des Aufdrehens bis zum Verlassen der Helling in Betracht, da das Fahrzeug währenddessen durch Strömung, Windwirkung oder ungleichmäßiges Angreifen der Bremsvorrichtung schwojen kann, so daß die Bugstützen ausweichen und der Bug auf die Helling schlägt.

Wie wesentlich eine rechtzeitige Untersuchung der Stabilität nach dem Ablauf ist, Fig. 5, lehrt der bedauerliche Unfall der »Principessa Jolanda« am 22. September d. J. Einwandfreie Bekanntmachungen sind noch nicht erfolgt, jedoch läßt sich aus den Schiffabmessungen $L = 149$ m, $B = 17$ m und aus der Annahme einer Seitenhöhe von 11,5 m bis Oberdeck nach ähnlichen Fahrzeugen schließen, daß infolge der hohen Aufbauten — es sind unteres Promenadendeck, oberes Promenadendeck und Bootsdeck vorhanden — die metazentrische Höhe negativ gewesen ist. Das hier gegebene Stapellaufbeispiel hat über Oberdeck nur noch ein Promenadendeck und Bootsdeck, weist als Abmessungen 140,5 × 17,5 × 11,9 m auf und hat trotz der größern Breite im gleichen Ausrüstungszustande wie »Principessa Jolanda« nur eine

metazentrische Höhe von 175 mm. Nun ist eine geringe negative metazentrische Höhe bei ruhigem Wetter nicht sonderlich gefährlich, da das Fahrzeug dann zwar Schlagseite bekommt, aber gleichzeitig an Breite der Wasserlinie gewinnt, so daß es schwimmfähig bleibt. Wie weit durch Einnahme von Wasserballast die Lage des Systemschwerpunktes der Höhe nach bei »Principessa Jolanda« beeinflußt worden ist, läßt sich augenblicklich noch nicht sagen; jedoch spricht die Tatsache, daß die Bauwerft Società Esercisio Bacini in Riva Trigoso mit dieser Schiffgröße an die Grenze ihrer Leistungsfähigkeit gelangt ist, wahrscheinlich also keine größeren Helgen besitzt, ferner, daß das Fahrzeug schon an Eigengewicht etwa 7800 bis 8000 t aufweist, die Helling also außerordentlich stark belastet war, gegen die Annahme, daß der Doppelboden in seiner ganzen Länge aufgefüllt war, wodurch eine Mehrbelastung von etwa 900 t hervorgerufen worden wäre. Die negative metazentrische Höhe verursachte nun zunächst eine starke Neigung, bei der das Hauptdeck zu Wasser kam; durch offen stehende Kohlenpforten über Hauptdeck trat Wasser an Deck, und hiermit war die Katastrophe eingeleitet. Das Schiff sank bei ruhigem Wasser in 20 min und dürfte, da sich die Rettungsarbeiten infolge schlechten Wetters verzögern, gänzlich verloren sein.

Bremen. H. Schoeneich, Dipl.-Ing.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 7. Oktober 1907.

Kölner Bezirksverein.

Sitzung vom 11. September 1907.

Vorsitzender: Hr. Stein. Schriftführer: Hr. Schiefer.

Anwesend 60 Mitglieder und 18 Gäste.

Der Vorsitzende macht vor Eintritt in die Tagesordnung Mitteilung von dem Ableben der Vereinsmitglieder Ernst Windeck und Julius van der Zypen.

Hr. Kraus spricht über

Formsand und seine Aufbereitung.

In Gießereien dienen zur Herstellung der Formen und Kerne Sande und Tone in verschiedenen Mischungen. Die Bedingungen, welche an die Formstoffe gestellt werden müssen, sind für den Ausfall und die gleichförmige Güte der Gußstücke und die Verminderung von Fehlguß von solcher Bedeutung, daß eine besondere Prüfung, Behandlung und Aufbereitung der Sande und Tone zu den wichtigsten Aufgaben des Gießereibetriebes gehört.

In erster Linie ist festzustellen, welche Sande als Formsande anzusprechen sind, und welche Forderungen an einen guten Formsand gestellt werden müssen. Sind diese Eigenschaften festgelegt, so ist zu bestimmen, in welcher Weise durch Zubereitung die guten Eigenschaften erhöht, die schlechten vermindert werden können.

Der eine Grundstoff zur Herstellung der Gußformen, der Sand, kommt entweder bereits kleinkörnig in der Natur vor oder ist durch Zerkleinerung von Sandsteinen zu gewinnen. Reiner Quarzsand als solcher, also fast reine Kieselsäure, ist ohne Zusatz nicht verwendbar, weil Tonerde als Bindemittel unerläßlich ist und tonige und lehmige Beimengungen, welche fest an den Quarzkörnchen haften, als Kitt dienen müssen, um der Gußform zunächst Bildsamkeit und späterhin Widerstandsfähigkeit gegen den Druck des flüssigen Metalles zu geben.

Neben tonigen Beimengungen ist die Art der Körnung für die Festigkeit der Form von Einfluß. Am besten ist ein feinkörniger, und zwar scharfer Sand, der, ohne die Hohlräume zu stark zu vermindern, schon durch seine kantige Oberfläche eine widerstandsfähige Form gibt, da die Formteilchen an runden Körnern schlechter anhaften als an kleinzackigen. Auch schränkt die Rauheit der Oberfläche schon an sich eine Verschiebung der Sandkörnchen gegeneinander ein im Gegensatz zu rund geschliffenen Körnern, also totgemahlenen Sanden, welche sich seifig anfühlen und sich mit geringer Reibung glatt übereinander wegschieben.

Die dem nicht tonigen Quarzsande fehlende Widerstandsfähigkeit der Gußform gegen den Druck des flüssigen Metalles haben die Tone in hohem Maße.

Die Tone sind ein Gemenge von Verwitterungsbestandteilen der Feldspatgesteine, Tonschiefer u. dergl. und bestehen vorzugsweise aus Tonerdesilikaten mit den physikalischen Eigenschaften großer Bildsamkeit und eines hohen Bindevermögens. Ein plastischer Ton hat die Fähigkeit, nach Zusatz von Wasser und inniger Durcharbeitung eine beliebige Form durch knetenden Druck anzunehmen und so festzuhalten, daß die Form nach Aufhören des Druckes erhalten bleibt, ohne daß sie reißt. Ebenso verbindet er sich, solange er feucht ist, mit andern Körpern und hält die ihm gegebene Form auch nach dem Trocknen fest. Je mehr Quarzsand dem Tone zugesetzt wird, je magerer also das Gemenge wird, desto mehr nehmen naturgemäß die Bildsamkeit und das Bindevermögen ab; jedoch ist selbst noch ein geringer Rest Ton von großem Einfluß auf das Zusammenhalten der Formsande.

Dem Sinken der Bildsamkeit mit steigendem Quarzsandgehalte steht die Vermehrung der Gasdurchlässigkeit gegenüber. Zwischen diesen Eigenschaften für einen guten Formsand muß das nützlichste Verhältnis durch eine sachgemäße Mischung erzielt werden.

Die mageren Sande lassen zwischen den Sandkörnern nicht von Tonerde verkittete Hohlräume frei, durch die der Wasserdampf austreten kann, welcher sich sofort bildet, sobald das heißflüssige Metall auf die feuchte Formwand stößt. Mit diesem Wasserdampfe müssen Luft und Gase durch die Poren entweichen, weil sonst ein Aufwallen nebst starker Gasbildung die Formen zerstören und durch Blasenbildung die Gußstücke wertlos machen würde. Hierin liegt die große Schwierigkeit, fette Formsande mit höherem Tonerdegehalt zu verwenden und die höhere Bildsamkeit der fetten Sande auszunutzen. Solche Formstoffe mager zu machen, ist jedoch auch ohne Zumischung dadurch möglich, daß man in solchen wenig durchlässigen Sanden durch Erhitzen auf etwa 400° die Tonerdesilikate kalziniert und hierdurch die Durchlässigkeit erhöht.

Dieses Erfordernis der Durchlässigkeit darf nun nicht ohne weiteres dazu führen, den Formsand zu grob zu mahlen, weil gegenüber dem einen Uebel des Totmahlens durch starke Feinung des groben Sandes der andre Nachteil zu rauher Oberfläche und mangelhafter Kanten bei den Gußstücken eintreten würde.

Als wohl am besten das Mittelmaß haltende Mahlfeinheit wird mit Ausnahme der Erfordernisse für Kunstguß die Feinheit eines Maschensiebes Nr. 50 angesehen, also eines Gewebes von etwa 400 Maschen auf 1 qcm. Hierbei ist jedoch wichtig, daß nicht dazwischen ein größerer Prozentsatz feinerer Mehlteile ermahlen wird, die durch Verstopfen der Poren die Durchlässigkeit stören.

Die oben genannte Kalzinierung der tonigen Bestandteile findet in Gießereibetrieben ungewollt durch die Gießhitze selbst statt, so daß der gebrauchte, immer magerer werdende Sand durch Zumischung frischen Sandes immer wieder aufgefrischt werden muß.

Den Modellsand in stets guter Eignung unter Mitverwendung des alten Sandes zu gewinnen, ist neben der Verarbeitung der reinen, frischen Sande, die erst durch geeignete Mischungen gewonnen werden müssen, die Hauptaufgabe der Formsandaufbereitung. Hierzu tritt dann noch die Mahlung und innige Zumischung von Steinkohlen, welche durch Gasbildung verhindern soll, daß der Sand an dem Gußstück festbrennt.

Wenngleich der Sand meist noch in altväterischer Weise von den einzelnen Arbeitern an der Arbeitstätte selbst zubereitet wird, so weist doch die Notwendigkeit einer guten und insbesondere für Formmaschinen erforderlichen gleichen Beschaffenheit des Sandes darauf hin, die Formsandaufbereitung zusammenzufassen und unter einheitliche Bearbeitung und Aufsicht zu stellen.

Zur maschinellen Aufbereitung unsrer Formsande sind nötig: Zerkleinerungsmaschinen zur Erzielung feiner Griese aus Sandsteinen oder Grubensand, Trockenvorrichtungen für feuchten Sand, welche ebenfalls zum Magerbrennen bei zu tonigem Sand dienen, Siebe, Mischmaschinen mit selbsttätiger Maßabteilung, Vorrichtungen zum Ausscheiden des Spritzeisens aus dem gebrauchten Sande, Mahlmaschinen für Kohlenstaub und Netzapparate, schließlich die Fördervorrichtungen für die Aufbereitung und für Zu- und Abfuhr.

In den Gießereien, die, wie in Belgien, Frankreich und am Harz, über einen festen Sandstein verfügen, wird das aus dem Bruche kommende Material meist in Backenbrechern vorgebrochen.

Das Gut wird durch zwei Brechbacken aus Hartguß oder Hartstahl bearbeitet, von denen die eine fest im unbeweglichen Maschinenrahmen gelagert ist, während die andre auf einer beweglichen Schwinge befestigt wird. Das Brechgut tritt aus dem Brechmaul etwa in Nußgröße aus.

Während der Backenbrecher für härtere, aber nicht klebrige Materialien besonders geeignet ist, empfiehlt sich für minder harte Sandsteine sowie für klumpigen Sand ein Zahnwalzwerk.

Ein solches Zahnwalzwerk besteht aus zwei Walzen, von welchen die eine in feste Lager, die andre, um ausweichen zu können, in federnde Lager eingelegt ist. Die Walzen selbst haben je nach dem zu verarbeitenden Gut größere oder kleinere Zähne und sind der bequemen Auswechselbarkeit wegen aus einzelnen Zahnscheiben zusammengesetzt. Sind nur Knollen zu zerdrücken, so können auch ganz glatte oder geriffelte Walzen verwendet werden.

Von dem Steinbrecher oder dem Walzwerk aus wird dann der Sand in zweckmäßiger Weise auf einem Kollergang weiter verarbeitet. Diese Mühlen werden in den verschiedensten Formen ausgeführt, da sie nicht nur zum eigentlichen Zerkleinern, sondern in vielen Fällen auch zum Mischen und Kneten Verwendung finden sollen.

Die gebräuchlichste Form ist die mit feststehendem Bodenteller und unterem Antriebe durch Kegelräder.

Zu ausgezeichneter Wirkung gelangt die bekannte Eigenschaft des Kollerganges, daß nur der mittlere Kreis der Läuferbreite sich auf der Mahlbahn einfach abrollt, hingegen die weiter nach dem Umfange des Läufertellers liegenden Kreisscheiben auf der Mahlbahn nachschleifen, die nach innen liegenden voreilen, wodurch neben der zerdrückenden eine zerreibende Arbeit geleistet wird.

Gegenüber dieser meist noch verwendeten Form bietet eine andre, eigens für Formsand ausgebildete besondere Vorteile. Dieser Kollergang ist der bequemen Bedienung wegen mit oberem Antrieb ausgestattet. Der eine Läufer ist mit starken Eindrehungen zum Vorbrechen versehen, der andre ist, wie üblich, glatt. Hieraus ergibt sich der Vorteil, daß in den meisten Fällen auf einen Vorbrecher oder ein Walzwerk verzichtet werden kann, weil leichtere Sandstücke und klumpige Teile ohne weiteres, und zwar ohne Hüpfen der Steine zu verursachen, zerkleinert werden.

Die Kollergänge sind in ihrer ursprünglichen Form nicht für eine ununterbrochene Aufgabe und Entleerung eingerichtet, sondern die zu vermahlenden Stoffe bleiben solange auf dem Mahlteller und unter Einwirkung der Läufersteine, bis genügende Feinheit erreicht ist.

Einen ununterbrochenen Betrieb kann man in einfacher Weise dadurch erhalten, daß man den Läuferteller mit Rosten oder Schlitzsieben versieht; jedoch ist dann, um eine gleichmäßige Feinheit zu erhalten, ein Nachsieben notwendig.

In der Zusammenstellung derartiger Mahl- und Siebgruppen sucht man nun mit möglichst wenig Arbeit einen gleichmäßigen Betrieb zu erhalten. Das einfachste und für größere Anlagen sicherlich zweckmäßigste Mittel bleibt jedoch die Anfügung eines Becherwerkes hinter dem Kollergang, wodurch das Mahlgut in eine Siebtrommel gebracht wird. Das genügend feine Gut, welches durch die Siebe hindurchfällt, wird in Wagen abgelassen oder in Vorratbehälter geschafft, während das zu grobe Gut durch natürliches Gefäll oder durch eine Förderschnecke wieder dem Kollergang zugeführt wird. Um das Becherwerk oder ein Schöpfrad auszuschalten, sind auch schmale, fest neben dem Kollergang aufgestellte Siebtrommeln von mehreren Metern Durchmesser in Gebrauch, in die der gekollerte Sand hineinfällt. Aus dieser schöpfradartigen Siebtrommel fällt dann das zu grobe Gut bei der verhältnismäßig großen Höhe des Siebes wieder in den Kollergang zurück.

Der Wunsch, die Mahl- und Siebwirkung in einfacherer Weise zu verbinden, hat auch die Kugelmühle an einzelnen Stellen herangezogen; sie ist jedoch nur zum Mahlen von trockenem Material geeignet und dann besonders deshalb zweckmäßig, weil sie auch für Altsand und Kohle mit verwendet werden kann.

Der vermahlene Frischsand wird in kleinen Betrieben auf Haufen geworfen, in größeren Formsandaufbereitungen in Behälter gefüllt.

Der Altsand, welcher mitgemischt werden soll, ist ebenfalls einer besondern Vorbereitung zu unterziehen, und zwar dem Reinigen von Knollen, Steinen und Holzstücken und dem Ausscheiden von Eisenteilen. Die ganz groben Verunreinigungen werden zweckmäßig auf einem Schüttelsieb ausgeschaltet, namentlich wenn auf einem Eisenausscheider dann das Spritzeisen zurückgewonnen und der Sand wieder klar gemacht werden soll.

Der Eisenausscheider besteht aus einer für einen Teil der Oberfläche erregten Magnettrommel, die von einer mechanischen Schüttelaufgabe regelmäßig beschickt wird. Das unmagnetische Gut fällt am Trommelumfange herab, während das Eisen bis zum tiefsten Punkte der Trommel festgehalten wird.

Innerhalb der Trommel sitzt die feste Magnetspule mit fester Stromleitung, während die Pole um diese drehbar auf einer außerachsigen Polwelle gelagert sind. An der unteren Seite sind die Pole zu weit vom Trommelmantel entfernt, um noch wirken zu können, so daß die Eisenteile abfallen.

Der Stromverbrauch ist außerordentlich gering.

Der vom Eisenausscheider kommende zurückgewonnene Altsand wird in derselben Art wie der Frischsand ebenfalls in Behälter oder in Haufen gebracht. In diesem Falle wird das Mischverhältnis durch Handarbeit, in jenem durch selbsttätige Vorrichtungen bestimmt.

Das Gemisch aus altem und neuem Sand wird in einem Netzapparat angefeuchtet und der Schleudermühle zugeführt. Diese soll es in der Hauptsache durchdringend mischen, hat jedoch auch den Zweck, die von dem Altsande herrührenden oder aus dem Frischsande sich bei Feuchtigkeit wieder bildenden Klumpen zu zerschlagen und zugleich das Gemisch mit Luft zu durchpeitschen und wollig aufzulockern.

Eine Schleudermühle hat vier gegeneinander kreisende Trommeln, die mit je zwei Reihen Schlagstiften besetzt sind, so daß das Material, welches zunächst mitten auf die innere Trommel geführt wird, von den Stiften mit großer Geschwindigkeit gefaßt wird und nach dem Austritt aus der inneren Trommel gegen die Stifte der sich in entgegengesetzter Richtung bewegenden zweiten Trommel prallt, zerschellt und durcheinander wirbelt. Eine ähnliche Zerkleinerung und Mischung findet zwischen der zweiten und dritten und der dritten und vierten Trommel statt.

Das aus der Schleudermühle austretende, fertig gemischte, wollige Gut stellt den fertigen Formsand dar, welcher nunmehr für die weitere Verwendung zur Behälter- oder Haufenlagerung kommt.

Die Kohle ist auf der Kugelmühle zu großer Feinheit vermahlen, weil diese die weitestgehende, innige Verteilung gestattet, und wird dem Sand am besten bei der Netz- und Knetschnecke beigegeben und dann auf eine mit einzelnen schräg stehenden Flügeln und ebenfalls mit Netzvorrichtung versehene Mischschnecke geleitet, um das Formsandgemisch anzufeuchten und mit Wasser durchzuarbeiten.

Zur Bewegung der Sande in der Aufbereitung sind bei den großen Mengen, welche innerhalb der Gießerei und des Aufbereitungsraumes zu befördern sind, selbsttätige Fördermittel erforderlich.

Zum Heben des Materials eignen sich in erster Linie Becherwerke. Sie werden für klumpige und feuchtere Stoffe schräg, für Sande senkrecht angelegt und in diesem Fall mit höherer Umlaufzahl betrieben, damit das Material oben sicher ausgeworfen wird.

Zur wagerechten Förderung werden insbesondere Schüttelrinnen, Schrauben, Bänder und Kratzer verwendet. Für kurze Strecken werden bei trocknem Gut Schrauben bevorzugt. Sie sind jedoch nicht zur Rückführung des alten Sandes aus der Gießerei geeignet, weil die Eisenteile sich zwischen die Gänge des Schneckengewindes und den Trog einklemmen und hierdurch die Schnecke festbremsen. Auch stark plastische Stoffe können nicht mit der Schnecke befördert werden, da sie am Gewindegang festbacken und nicht vorwärtswandern, sondern in Klumpen an den Schneckenblechen kleben bleiben.

Die Schüttelrinne ist gegen diese Einflüsse unempfindlich; sie ist jedoch im wesentlichen auf die Förderung auf und unter dem Fußboden beschränkt.

Bänder sind für lange Strecken recht gut geeignet. Ein erheblicher Nachteil ist der, daß heißer Sand nicht auf das Band kommen darf, und daß auch scharfe Eisenteile auf die Dauer Schädigungen herbeiführen.

Schuppenförmige, eiserne Bänder finden deshalb weniger Anwendung, weil sie infolge der geringen Geschwindigkeit verhältnismäßig breit gewählt werden müssen und dadurch teuer werden, und weil auch durch das Eintreten des Sandes zwischen die Schuppen öftere Reinigung bei starkem Verschleiß erforderlich wird.

Stark fettes Material bleibt an den Förderbändern leicht kleben.

Die genannten Nachteile finden sich nicht beim Kratzer, welcher Stoffe jeder Art, auch klebrige, bewegen kann; jedoch ist wiederum seine Verwendung dadurch beschränkt, daß der Kraftbedarf bei größerer Länge unverhältnismäßig wächst.



In der Besprechung des Vortrages bezweifelt Hr. Neufang, daß die Schüttelrinne für nassen Sand zu brauchen sei; nach seinen Erfahrungen kugelt sich der Sand vollständig zusammen und ist dann für Formzwecke nicht mehr zu gebrauchen.

Hr. Kraus erwidert, daß dies seinen Erfahrungen nicht entspreche; es sei allerdings notwendig, daß der Sand sich in einem wolligen Zustande befinde. Wenn der Formsand genügend mit Luft durchsetzt sei, werde er sich nicht klumpen, sofern er nur leicht geschüttelt werde.

Auf eine Anfrage des Hrn. Schott nach der Sandaufbereitung für Stahlguß erwidert Hr. Kraus, daß die von ihm besprochene Formsandbehandlung sich fast durchweg auch für Stahlguß eigne.

Bücherschau.

Glückliche Stunden. Entdeckungsfahrten in den elektrischen Ozean. Von Dr.-Ing. A. Slaby. Berlin 1908, Leonhard Simion Nachf. 434 Seiten mit vielen Figuren. Preis 16 *M*.

Das vorliegende Buch wendet sich nicht so sehr an den Fachmann, der das darin behandelte Gebiet beherrscht, als an den weiteren Kreis der Gebildeten, für den die Kenntnis der Fortschritte von Naturwissenschaft und Technik heute unerläßlich ist. Aber es verdient doch auch vom Fachmann beachtet und gelesen zu werden, wozu das bevorstehende Weihnachtsfest Gelegenheit und Muße bietet. Der Verfasser ist ein Meister der Darstellung, der es versteht, schwierige technische Fragen und ihre Lösungen auch dem Laien so klar und einleuchtend vorzuführen, daß man wie spielend die Lösung noch einmal selbst zu finden meint und sie als die selbstverständliche und allein richtige auch im Geiste behält; so wird außer der augenblicklichen Anregung auch der Vorteil des tieferen, nachhaltigen Eindringens, des bleibenden Eindruckes erzielt. Besonders glückliche Umstände haben dem Verfasser die Gelegenheit gewährt, diese seine seltene Gabe an hervorragender Stelle zu betätigen; wie und auf welchen Gebieten, das sagt uns das Buch, das den Titel »Glückliche Stunden« in Hinsicht auf den Verfasser trägt, dem es vergönnt war, den Kaiser und seine Familie in die schwierigsten und erfolgreichsten Gebiete der angewandten Elektrizitätslehre einzuführen. Genußreiche Stunden werden es aber auch für den Leser sein, den diese vielfach neue und eigenartige Darstellung die bekannten Aufgaben nicht selten von einer ganz andern Seite betrachten läßt, und dem sich unerwartet neue reizvolle Ausblicke in unbekannte Fernen öffnen. Die zehn Kapitel des ersten Teiles »Entdeckungsfahrten« sind in sich geschlossen, so daß man jedes für sich lesen kann; sie entbehren jedoch auch nicht eines inneren Zusammenhanges, sofern die ersten »Von den irdischen und überirdischen elektrischen Kräften«, »In den Fluten der Strömung«, »Ein Spaziergang in einem Sonnenstrahl« das Verständnis der späteren, die Funkentelegraphie und drahtloses Fernsprechen behandelnden anbahnen. Daß der Verfasser gerade diesen Zweig vom Baume technischer Erkenntnis zur näheren Betrachtung herabgebogen hat, erklärt sich im Hinblick auf den Hörerkreis, dessen Interesse diese Verwendung der Elektrizität für Nachrichten- und Meldedienst nahe liegt. Da traf es sich glücklich, daß auch der Vortragende gerade auf diesem Gebiet über eigene bahnbrechende Forschungen verfügte. Der zweite Teil »Abseits vom Wege« enthält fünf bei verschiedenen Gelegenheiten gehaltene Festreden, jede ein Kabinettstück der Vortragkunst.

Die Ausstattung des Werkes können wir nicht als in jeder Beziehung gelungen und dem Wert des Inhaltes angemessen ansehen. Unsres Erachtens wirkt das hochglänzende kreidige Papier, das gewählt worden ist, bei längerem Lesen störend. Auch hätte der Figuren- und Bilderschmuck einheitlicher gestaltet werden sollen.

Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik. Von Dr. Adolph Thomälen. 3. Aufl. Berlin 1907, Julius Springer. 525 S. mit 338 Fig. Preis 12 *M*.

Das Werk behandelt in einem durchaus handlichen und übersichtlichen Band ein außergewöhnlich umfangreiches Gebiet. Unter Elektrotechnik ist hier indessen doch nur ein Teil von dem zu verstehen, was diesem Gebiet im allgemeinen zugerechnet wird. Dieser Teil ist wohl richtiger als elektrotechnische Maschinenlehre zu bezeichnen, die allerdings von den Urbegriffen der Elektrotechnik an auf breiter Grundlage aufgebaut ist. In einzelnen Fällen greift das Buch auch auf benachbarte Zweige der Elektrotechnik kurz hinüber, z. B. auf die Gebiete der Elektrolyse und der galvanischen Elemente und Akkumulatoren. Sonst fehlen selbst aus der Starkstromtechnik einige gewiß nicht unwesentliche Kapitel, insbesondere die über die Fortleitung und Verteilung des Stromes, über die elektrotechnischen Meßverfahren, über die Verwendung des elektrischen Stromes zur Beleuchtung und ähnliches. Mit diesem Hinweis auf die Grenzen des behandelten Gebietes soll indessen durchaus kein Vorwurf verbunden sein. Die elektrotechnische Maschinenlehre ist, ganz abgesehen von der hier zwar knapp aber scharf und umfassend entwickelten Grundlehre der Elektrotechnik, so in Breite und Höhe gewachsen, daß ein darüber hinausgehendes Lehrbuch fast immer auch das Lehrvermögen eines einzelnen Verfassers überschreiten oder zersplittern wird, wenn es sich nicht auf eine volkstümliche Darstellung beschränken soll. Das bezeichnete Gebiet ist schon zu groß, als daß in seine Einzelteile wissenschaftlich erschöpfend eingedrungen werden könnte, wenn dem Lernenden dabei stets der Ueberblick über das Ganze gewahrt werden soll. Deshalb hat der Verfasser auch vermieden, Konstruktionseinzelheiten darzustellen.

Das Buch ist für Studierende bestimmt. Es ist indessen nicht weniger geeignet für solche Anfänger, die im allgemeinen dem Studium entwachsen und gezwungen sind, der ihnen früher ferner gelegenen Elektrotechnik eindringliche Aufmerksamkeit zu schenken. Es soll alle diese in seinem klaren, Schritt für Schritt vorwärts schreitenden Lehrgange zum »elektrotechnischen Denken« erziehen, so daß der Lernende mit den Vorstellungen und Anschauungen der Elektrotechnik vertraut wird und ihre Erscheinungen klar erkennen und aus eigenem Vermögen oder mit Unterstützung von Sonderwerken weiter entwickeln und verfolgen kann. Aber auch für den schon im Beruf tätigen Elektrotechniker ist das Werk sehr wertvoll, da es ihm in allen Fragen, die Dynamomaschinen und Elektromotoren für Gleich- und Wechselstrom, Umformer und Transformatoren betreffen, jeden Gedankengang für deren wissenschaftliche Erkenntnis ins Gedächtnis zu rufen vermag.

Das Buch ist in zwanzig Kapitel gegliedert, von denen die ersten fünf die allgemeinen elektrotechnischen Begriffe und die Grundbegriffe der Elektrolyse, des Magnetismus, der elektromagnetischen Wechselwirkungen, der elektrischen und mechanischen Maßeinheiten erörtern. In den folgenden vier Kapiteln sind die Ankerwicklungen, Feldmagnete, Kommutatoren und die Hauptarten der Dynamomaschinen und Motoren für Gleichstrom behandelt. Vom zehnten Kapitel an wird das gesamte Gebiet der Wechselstromtechnik durchgenommen, vom Transformator, Wechsel- und Drehstromerzeuger bis zum rotierenden Umformer und Kommutatormotor, während zum Schluß in einem Anhang die hier schon zu weit gehende symbolische Darstellung der Wechselstromgrößen nach Steinmetz aufgenommen ist.

Als Zeugnis für den Erfolg dieses Buches ist anzuführen, daß es nach drei Jahren in zweiter und bereits nach einem weiteren Jahr in dritter Auflage erschienen ist. In den mit den Neuauflagen verbundenen Bearbeitungen hat es der Verfasser verstanden, einige kleine Unstimmigkeiten zu beseitigen und den Inhalt noch günstiger anzuordnen und klarer zu gestalten, so daß wesentliche, über das Maß persönlicher Auffassung einzelner Darstellungsweisen hinausgehende Anstände kaum ausgesprochen werden können. K. Meyer.



Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Ueber hängendes Gasglühlicht. Von Wedding. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl. Nov. 07 S. 542/72*) Bei den Untersuchungen über die Druckverhältnisse im hängenden Gasglühlicht sind kleine Drücke mit der Drucklibelle gemessen worden. Darstellung der Versuchseinrichtungen und zeichnerische und zahlenmäßige Zusammenstellung der Ergebnisse.

Bergbau.

Labour-saving appliances at Transvaal mines. Von Way. Schluß. (Engng. 29. Nov. 07 S. 762/64*) S. Zeitschriftenschau v. 7. Dez. 07.

Ueber Hauptschacht-Förderung mit Koepe-Scheibe. Von Kaufhold. (Dingler 30. Nov. 07 S. 753/56*) Verhalten der bewegten Massen bei der Koepe-Förderung. Feststellung der höchsten zulässigen Beschleunigung für eine bekannte Nutzlast. Berechnung der Leistungsfähigkeit der Koepe-Scheibe ohne Zuhülfenahme der Reibungsziffer. Zahlenbeispiel.

Dampfkraftanlagen.

Versuche an einer kleinen Dampfturbine mit veränderlicher Umlaufzahl und mit Umsteuerbarkeit. Von Belluzzo. (Z. f. Turbinenw. 30. Nov. 07 S. 493/96*) Die dargestellte Turbine arbeitet bei 80 PS. und 3000 Uml./min als Ueberdruckturbine mit zwei Gruppen von je 3 Laufrädern, bei 40 PS. und 2000 Uml./min mit 10 Laufrädern und einer besondern Leitvorrichtung als Druckturbine mit 3 Druckstufen. Der günstigste Verbrauch beträgt bei 3000 Uml./min rd. 8 kg/PS.-st und bei 2000 Uml/min 8,5 kg/PS.-st. Beim Rückwärtsgang werden nur die äußeren Schaufeln der vier letzten Laufräder benutzt.

Wärmeverbrauch von Gas- und Turbodynamos in Hüttenzentralen. Von Riecke. (Stahl u. Eisen 27. Nov. 07 S. 1719/21*) An Hand der Leistungskurve des elektrischen Krafthauses für den Hütten- und Walzwerkbetrieb der Hildegardhütte in Trzynietz wird der Wärmeverbrauch bei Antrieb durch Gasmaschinen und durch Dampfturbinen berechnet. Der Vergleich der beiden Zahlen ergibt unter Berücksichtigung des stark wechselnden Kraftbedarfes 50 vH Mehrverbrauch für Turbinen, während bisher stets unter Annahme der Vollbelastung 100 vH Mehrverbrauch berechnet worden sind.

Eisenbahnwesen.

Double-track work through Eagle River Canyon, Denver and Rio Grande R. R. (Eng. Rec. 16. Nov. 07 S. 533/35*) Die streckenweise zweigleisige Bahn ist auf dem 8 km langen Stück von Rex nach Red Cliff, in dem engen und gewundenen Gebirgseinschnitt des Eagle River durch ein Gleis auf dem andern Ufer ausgebaut worden, wo 5 Brücken und 3 Tunnel angelegt sind. Bauvorgang und Darstellung von Einzelheiten.

Comparative performance of steam and electric locomotives. Von Armstrong. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Okt. 07 S. 1459/90*) Wirtschaftlicher Vergleich zwischen Dampf- und elektrischem Betrieb. Ausschlaggebende Bedeutung der Leistungsfähigkeit, wo keine andern Gründe zur Einführung des elektrischen Zugbetriebes zwingen.

Express passenger-engine trials. Von Ivatt. (Proc. Inst. Mech. Eng. 07 Bd. 1/2 S. 525/32*) Versuchfahrten mit einer Verbund-, einer Zwillings- oder Verbund- und einer Zwillings-Lokomotive auf der 250 km langen Strecke London-Doncaster. Die 2/5-gekuppelten, 72, 69,5 und 69,4 t schweren Maschinen haben bei 78,5, 80 und 79,4 km/st mittlerer Geschwindigkeit und 14 at Dampfdruck ohne Ueberhitzung 20,4, 19,6 und 20,1 kg/km Kohle verbraucht.

Making locomotive driving boxes. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 731/33*) Herstellung und Bearbeitung der gußstählernen Lokomotiv-Achsbüchsen in den Werkstätten der Central Railroad of New Jersey.

The new union station at Washington. (Engineer 29. Nov. 07 S. 539/42*) Grundriß und Schaubilder über den Fortgang des Baues des in Zeitschriftenschau vom 20. April 07 erwähnten Hauptbahnhofes, der eine Fläche von rd. 6500 a bedeckt.

Eisenhüttenwesen.

Neues in österreichischen Eisenhüttenwerken. Von Naske. Schluß. (Stahl u. Eisen 27. Nov. 07 S. 1728/36*) Martinstahlwerk und Walzwerk des Eisenwerkes Kladno. Feinblechwalzwerk des Eisenwerkes Königshof mit Gichtgasmaschinenbetrieb. Puddelöfen des Eisenwerkes Althütten mit elektrisch betriebenen Puddelmaschinen.

Qualitative Arbeit in der Stahlerzeugung und elektrisches Schmelzverfahren. Von Thallner. Schluß. (Stahl u. Eisen 27. Nov. 07 S. 1721/28*) Das elektrische Verfahren von Héroult-Eichhoff-Lindenberg als Veredelverfahren.

Train de laminoir à commande automatique pour fers plats. (Génie civ. 23. Nov. 07 S. 56/58* m. 1 Taf.) Darstellung des Walzwerkes La Magona d'Italia, mit einer Trio-Vor- und einer Trio-Fertigstraße, die gemeinsam von einer liegenden 1200 pferdigen Tandem-Verbundmaschine mit Kondensation angetrieben werden.

Steam reversing apparatus for a twelve thousand horsepower rolling-mill engine. (Am. Mach. 30. Nov. 07 S. 752/53*) Bei der von Schneider & Cie. in Creuzot gebauten Einrichtung wird die Bewegung des Umsteuer-Dampfkolbens durch zwei gleichachsige Servomotor-Zylinder gebremst.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Die Marienbrücke über den Wiener Donaukanal. Von Rosenberg. Schluß. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 29. Nov. 07 S. 833/37*) Konstruktionseinzelheiten, Windverband, statische Verhältnisse der Uferpfeiler.

Die alte Kettenbrücke in Mülheim a. d. Ruhr und ihr Ersatz. (Zentralbl. Bauv. 30. Nov. 07 S. 631*) Die in den Jahren 1842 bis 1844 erbaute Brücke mit einer Mittelöffnung von 97,6 m und zwei Seitenöffnungen von je 28,25 m Weite, bei der die Ketten zum Tragen der Bahn dienen, soll wegen zu geringer Breite (7,5 m) durch eine neue ersetzt werden. Ergebnis des Wettbewerbes.

The Long Key viadukt. Von Venable. (Eng. Rec. 23. Nov. 07 S. 558/60*) Die von Long Key nach Conch Key führende, 3,2 km lange Brücke der Florida East Coast Ry., deren Fahrbahn 9,15 m über dem mittleren Wasserspiegel liegt, ist ganz in Eisenbeton ausgeführt und besitzt 180 Pfeiler und Oeffnungen von 15,25 m Spannweite. Darstellung der Gründungs- und Bauarbeiten.

The Franco-British Exhibition of 1908. (Engng. 29. Nov. 07 S. 737/39*) Lageplan der Ausstellung in London und Einzelheiten der Eisenkonstruktionen der aus drei ⊔-förmig angeordneten Teilen bestehenden, über 265 a bedeckenden Maschinenhallen. Forts. folgt.

Elektrotechnik.

Long Island City power-station of the Pennsylvania Railroad Company. Forts. (Engng. 29. Nov. 07 S. 758/60* mit 1 Taf.) Vorgang beim Bau des Kesselhauses und der Schornsteine. Forts. folgt.

The hydro-electric plant of the Black Hills Traction Co. Von Lea. (Eng. Rec. 16. Nov. 07 S. 536/38*) Das Kraftwerk in Süd-Dakota in der Nähe von Spearfish am Redwater River enthält zwei Pelton-Francis-Turbinen von je 1068 PS und 400 Uml./min, die mit 500 KW-Gleichstromdynamos gekuppelt sind. Der Strom wird nach dem 37 km entfernten Deadwood geliefert, wobei seine Spannung von 440 V auf 24 000 V erhöht wird. Darstellung der Erd- und Wasserbauten.

The Spy Run station of the Fort Wayne and Wabash Valley Traction Co. (Eng. Rec. 23. Nov. 07 S. 576/79*) Auszug aus einem Bericht von J. R. Bibbins. In dem Kraftwerk werden von Turbodynamos 3500 KW Drehstrom von 60 Per./sk für Beleuchtungszwecke und 3500 KW Drehstrom von 25 Per./sk für Bahnbetrieb erzeugt. Erörterung der Anordnung, der Gründungs- und Baukosten der Anlage, bezogen auf die Einheit der Leistung.

Wendepol-Maschinen. Von Schulz. (ETZ 28. Nov. 07 S. 1149/50*) Zweckmäßigkeit der Wendepole auch bei kleinen, 2- bis 5 pferdigen Maschinen. Verbilligung durch Unterdrückung der Pole bis zur halben Anzahl. Erwärmung der Wendepolwicklung.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 30. Nov. 07 S. 757/60*) Repulsionsmotoren von Brown, Boveri & Co., Latour, General Electric Co., Punga. Kompensierte Motoren von Wightman, Heyland, Latour, Compagnie Française Thomson Houston, Westinghouse Electric Co., A. E. G., Union E. G. (Winter-Eichberg), General Electric Co. (Carolan).

Elektrische Akkumulatoren im Betriebe. Von Cremer-Chapé. (Z. Dampfk. Maschbtr. 29. Nov. 07 S. 501/02*) Verschiedene Arten des Ladens. Unwirtschaftlichkeit des Ladens in zwei Reihen. Zahlenbeispiele.

Ueber relative Resonanz im Wechselstromkreis. Von Grünbaum. Schluß. (ETZ 28. Nov. 07 S. 1150/53) Einfluß des Ohmschen Widerstandes allein. Bestätigung der entwickelten Sätze durch Versuche.

Theoretisches und Praktisches über Abschmelzsicherungen. Schluß. (ETZ 28. Nov. 07 S. 1158/61*) S. Zeitschriftenschau v. 7. Dez. 07.

Constants of cables and magnetic conductors. Von Berg. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Okt. 07 S. 1491/1504*) Ableitung

---

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.

genauer Formeln für Induktion und Kapazität paralleler Leiter bei Fernleitungen. Meinungsaustausch.

Eine fahrbare Kabelwinde mit elektrischem Antrieb. Von Schultz. (ETZ 28. Nov. 07 S. 1141/43*) Die elektrische Winde der deutschen Reichs-Telegraphenverwaltung zum Einziehen der Kabel in die Zementrohr-Kanäle wird von einer 3,5 KW-Nebenschluß-Gleichstromdynamo gespeist, die mit dem Antriebs-Benzinmotor auf einem besondern Wagen steht. Die Seilgeschwindigkeit kann bei vollem Drehmoment in 13 Stufen geregelt werden.

Erd- und Wasserbau.

Von den Hafen- und Brückenbauten in Königsberg i. Pr. (Deutsche Bauz. 27. Nov. 07 S. 669/71*) Darstellung eines zweistöckigen Kaischuppens von 4400 qm Grundfläche und der in Stampfbeton mit Klinkerverkleidung auf einem Pfahlrost errichteten Ufermauer.

Land reclamation in Holland. Forts. (Engineer 29. Nov. 07 S. 532/33) Die Trockenlegung des Haarlemer Meeres.

Gasindustrie.

Ueber Versuche an den Lübecker Gasfernleitungen. Von Hase. (Journ. Gasb.-Wasserv. 30. Nov. 07 S. 1077/81*) Die Versuche haben bewiesen, daß schädliche Veränderungen des unter hohem Druck auf große Entfernungen fortgeleiteten Leuchtgases nicht eintreten und daß die bisherigen Formeln für die Leitungsquerschnitte, die Durchgangsmengen und die Druckverluste keine richtigen Werte ergeben. Rechnerische und zahlenmäßige Zusammenstellung von Versuchsergebnissen.

Gesundheitsingenieurwesen.

Die biologischen Abwässerreinigungs-Anlagen der Stadtgemeinde Wilmersdorf. (Deutsche Bauz. 27. Nov. 07 S. 666/68) Von dem rd. 820 ha umfassenden Gemeindegebiet werden 25 vH nach dem Mischverfahren und 75 vH nach dem Trennverfahren entwässert. Die Maschinenanlage besteht vorläufig aus 4, nach dem Ausbau aus 6 durch Sauggasmaschinen angetriebenen Pumpen, die je bei 30 bis 90 Uml./min 6000 bis 18 000 ltr/min gegen 67,4 m drücken.

Gießerei.

Kernformmaschinen. (Gießerei-Z. 1. Dez. 07 S. 709/14*) Hammer Core-Maschine. Maschinen der Falls Rivel and Machine Co., Guyakopa O., von Franz Küstner, Dresden, und der Aktiebolaget Malcus Holmquist, Holmstad.

Molding-machine patterns and work. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 667/71*) Gießerei der General Electric Co., Schenectady, N. Y., in der täglich 140 bis 150 t Eisen vergossen werden, davon 75 t in maschinell hergestellten Formen. Darstellung der Berkshire-Formmaschine, die täglich völlig selbsttätig bis 800 Formen fertigstellt.

Hochbau.

The structural features of the Singer building, New York. (Eng. Rec. 16. Nov. 07 S. 530/32*) Einzelheiten der Eisenkonstruktion des bekannten Riesengebäudes und der mit hölzernen Senkkasten vorgenommenen Gründungsarbeiten. Bauvorgang und Beschreibung der benutzten Aufzüge.

Kälteindustrie.

The mechanical equipment of the North American Cold-Storage Building, Chicago. (Eng. Rec. 16. Nov. 07 S. 542/44*) Die im Keller des 16 stöckigen Lagerhauses befindliche Maschinenanlage besteht aus 2 mit Wanderrost-Feuerung ausgerüsteten Wasserrohrkesseln von je 348 qm Heizfläche für 10,5 at Druck, 2 mit den Ammoniak-Eismaschinen gekuppelten Corliss-Maschinen mit Kondensation und 2 von 50 PS-Gleichstrommotoren mit Zahnradübersetzung angetriebenen Pumpen von je 4545 ltr/min, die die Sole durch die Leitungen drücken. Zur Krafterzeugung dient bei Tag eine 250 KW-Gleichstrom-Verbund-Dampfdynamo für 250 V Spannung, bei Nacht eine von 125 KW. Alle Dampfmaschinen sind an einen Oberflächenkondensator von 6800 kg/st Leistung angeschlossen.

Les stations centrales de distribution de froid. Von de Loverdo. (Génie civ. 23. Nov. 07 S. 49/53*) Der Verfasser teilt die Fernkühlanlagen ein in solche, bei denen das verflüssigte Gas durch die Leitung gedrückt wird und an Ort und Stelle verdampft, und solche, bei denen eine stark gekühlte Sole fortgeleitet wird. Vorzüge und Nachteile. Darstellung von Fernkühlanlagen in St. Louis, Boston, Norfolk, Atlantic City, Los Angeles, Philadelphia und Kansas City.

Maschinenteile.

Friction and lubrication. Von Nicolson. (Engineer 29. Nov. 07 S. 550/51*) Allgemeine Untersuchung der Reibungsvorgänge in Lagern an Hand der Ergebnisse der Versuche von Stribeck, Dettmar, Heimann und Lasche. Forts. folgt.

Largest anti-friction thrust bearing ever made. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 647/51*) Rollendrucklager einer Turbine an den Niagarafällen, das bei 250 Uml./min 70 000 kg aufzunehmen hat. Konstruktion und Prüfergebnisse des Lagers. Kugellager von 1 m Dmr.

Materialkunde.

An instrument for testing hardness. Von Shore. (Am. Mach. 30. Nov. 07 S. 747/51*) Das Gerät mißt die Härte an der Höhe, bis zu der ein auf den Probekörper niederfallender, nur 2,6 g schwerer, in einem geteilten Glasröhrchen geführter Hammer zurückgeworfen wird. Zusammenstellung von Meßergebnissen.

Schmieröl-Prüfung. (Z. Dampfk. Maschbtr. 29. Nov. 07 S. 502/04*) Darstellung der von Hallwachs & Co. gebauten Wendschen Oelprüfmaschine, die darauf beruht, daß eine umlaufende wagerechte Scheibe eine zweite auf ihr ruhende Scheibe je nach der Beschaffenheit des dazwischen befindlichen Oeles mehr oder weniger mitnimmt.

Eighth alloys report. Von Carpenter und Edwards. (Proc. Inst. Mech. Eng. 07 Bd. 1/2 S. 57/378* mit 23 Taf.) Umfangreicher Versuchsbericht über die Eigenschaften der Aluminium-Kupfer-Legierungen.

Deformations in metals. Von Gulliver. (Proc. Inst. Mech. Eng. 07 Bd. 1/2 S. 519/24* mit 1 Taf.) Bericht über Zerreißversuche an kleinen Aluminium-Probestäben von 0,0645 qcm Querschnitt und Darstellung der Prüfeinrichtung.

Mechanik.

Ein neues Verfahren zur Bestimmung der Lage der Neutralachse bei armierten Betonkörpern. Von Bloudek. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 29. Nov. 07 S. 837/41*) Rechnerische und zeichnerische Ableitung von Formeln für reine Biegungsbeanspruchung und für Biegung mit Axialdruck. Zahlenbeispiele.

Metallbearbeitung.

Ueber die Druckverteilung im Eisen vor einer eindringenden Schneide. Von Voigt. Schluß. (Verhdlgn. Ver. Beförd. Gewerbfl Nov. 07 S. 503/41*) Bericht über die angestellten Versuche. Quellenverzeichnis.

Five years' progress with machine tools. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 693/94*) Leitende Gesichtspunkte für die Verbesserungen auf dem Gebiete der Drehbänke, Schleifmaschinen und Fräsmaschinen.

Horse-power values for machine tools. Von Alford. (Am. Mach. 30. Nov. 07 S. 767/68*) Anteil des Kraftbedarfes der Transmissionen an dem Gesamt-Kraftverbrauch von Werkstätten. Vergleich zwischen mechanischer und elektrischer Kraftübertragung.

Reciprocating attachment for engine lathes. Von Beck. (Am. Mach. 16. Nov. 07 S. 625/27*) Drehbank zum Abdrehen des kreisförmigen Teiles einer Daumenscheibe.

Special tools for screw-machine work. (Am. Mach. 16. Nov. 07 S. 622/23*) Mehrfache Werkzeuganordnung am Drehkopf. Vorrichtung zum Bohren eines Loches und einer gleichachsigen Ringnut. Vorrichtung zum Exzentrischdrehen und zum Walzen von Gewinde.

Large turret lathe tools and work. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 665/66*) Drehbank zum Herstellen großer Kreuzkopf- und Kurbelzapfen von Lokomotiven in einer Einspannform von Bardens & Oliver, Cleveland, O.

An automatic lathe of unique design. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 677/81*) Drehbank der Fay Machine Tool Co., Philadelphia, Pa., für Werkstücke bis 350 mm Dmr. und 250 mm Länge. Die Spindel und die Steuertrommel für den Werkzeugschlitten werden durch Schneckenräder angetrieben.

A new spur-gear hobbing machine. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 735/37*) Fräsmaschine von Gould & Eberhardt, Newark, zum Herstellen der Zähne von Stirn-, Schrauben- und Schneckenrädern, ähnlich der in Zeitschriftenschau vom 16. Nov. 07 erwähnten Maschine der Grant-Lees Machine Co.

Driving mechanism for machine tools. Von Lowthian. (Am. Mach. 30. Nov. 07 S. 754/55*) Bei den größeren Dreh- und Bohrwerken von Hulse & Co. in Manchester treibt der Elektromotor mit Hülfe eines Wechselräderwerkes zwei gegenläufige Schnecken an, die auf den Zahnkranz der Planscheibe einwirken, um Erschütterungen zu vermeiden.

Use of adjustable drilling jigs. (Am. Mach. 30. Nov. 07 S. 755/56*) Die Bohrform der B. P. Fortin Tool Co. in Woonsocket, R. J., hat auswechselbare, verschiebbare Führungsbüchsen, so daß sie für verschiedene Lochentfernungen verwendbar ist.

Modern practice in wire drawing machines. Schluß. (Engng. 29. Nov. 07 S. 735/37*) Ausbildung der Zieheisen. Anleitung für den Entwurf einer Drahtzieherei.

A new method of shaping metals. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 681/83*) Verjüngen und Formen von Stäben durch Hammermaschinen der Langelier Mfg. Co., Providence, R. I., die auf die Gesenke bis 3000 Schläge in der Minute abgeben. Arbeitsvorgang.

The brazing and reinforced brazing of metals. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 658/64*) Löten von gebrochenen Maschinenteilen aus Gußeisen und Schmiedeisen und Löten von Gußeisen mit Schmiedeisen, Aluminium, Messing und Kupfer in den Werkstätten der Reinforced Brazing and Machine Co. in Pittsburg, Pa. Gleichzeitiges Verstärken der Bruchstelle durch Auf- oder Einlöten von Lötstreifen und Eisenbändern. Darstellung mehrerer Ausführungen.

Metallhüttenwesen.

État actuel de l'Industrie de l'aluminium. Von Pitaval. Schluß. (Génie civ. 23. Nov. 07 S. 58/61) Zukunft der Aluminiumindustrie. Zahlenmäßige Zusammenstellung der Welterzeugung von 1897 bis 1906 und der Fabriken sowie des Aluminiumverbrauches der einzelnen Länder während dieser Zeit. Verwendung von Aluminium.

An electrically equipped lead mine. Von Floy. (Eng. News 14. Nov. 07 S. 515/17*) Die Anlage der St. Louis Smelting and Refining Co. in St. François bei St. Louis von 1500 t täglicher Erzförderung wird mit Ausnahme einiger Aufbereit- und Bohrmaschinen sowie einiger Pumpen vollständig elektrisch betrieben. Den Gleichstrom liefern 3 Dampfdynamos von je 250 KW und 500 V.

Motorwagen und Fahrräder.

Les progrès de l'automobilisme en France. Von Rimauce. (Génie civ. 23. Nov. 07 S. 53/56*) Die Uebersicht erstreckt sich nur auf die zur Personenbeförderung dienenden Fahrzeuge mit Ausnahme derjenigen für gewerbliche Zwecke. Darstellung der Zunahme der Personenwagen von 1899 bis 1907 sowie der Verteilung auf die einzelnen Landesteile nach der Zahl und dem Einkommen der Einwohner. Forts. folgt.

Petrol motor-omnibuses. Von Beaumont. (Proc. Inst. Mech. Eng. 07 Bd. 1/2 S. 393/492* mit 10 Taf.) Vollständiger Abdruck des in Zeitschriftenschau v. 6. April 07 u. f. erwähnten Vortrages und des anschließenden Meinungsaustausches.

The B. S. A. motor-car. Constructed by the Birmingham Small-Arms Company, Limited, Engineers, Sparkbrook, Birmingham. (Engng. 29. Nov. 07 S. 743/44*) S. Zeitschriftenschau v. 7. Dez. 07. Ausführliche Konstruktionszeichnungen.

Steam motor-car. Constructed by the Highclere Motor-Car Syndicate, Limited, Highclere, Hants. (Engng. 29. Nov. 07 S. 747*) Vierzylindriger Dampfwagen mit 30- bis 40 pferdigem Vierzylindermotor mit Ventilsteuerung, Serpollet-Dampferzeuger und vom Motor angetriebenen Speisepumpen für Wasser und flüssigen Brennstoff.

Oil-motor for agricultural purposes. (Engng. 29. Nov. 07 S. 758* mit 1 Taf.) 4,5 t schwere Straßenlokomotive mit 30 bis 35-pferdigem stehendem Zweizylinder-Petroleummotor, gebaut von Marshall, Sons & Co., Ltd., Gainsborough. Die Maschine schleppt 10 t angehängte Last mit 6,4 km/st und wird als Vorspann für leichte Pflüge verwendet.

Pumpen und Gebläse.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren. Von Blaeß. Forts. (Z. f. Turbinenw. 30. Nov. 07 S. 499/502*) Höchste Förderleistung und Geschwindigkeitsdiagramm bei gedrosseltem Auslaß. Untersuchung des einfachen Laufrades. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

Die Grundlagen der Konstruktionsgleichungen für Fischdampfer. Von Knipping. Schluß. (Schiffbau 27. Nov. 07 S. 132/34) S. Zeitschriftenschau v. 30. Nov. 07.

Die Stapellaufrechnung und ihr Einfluß auf den Bau der Helling. Von Weitbrecht. (Schiffbau 27. Nov. 07 S. 123/26*) Verhalten des Schlittendruckes während des Ablaufens. Neigungswinkel der Ablaufbahn. Gerade und kreisförmige Ablaufbahn.

Motorkreuzerjacht. Von Mentz. (Schiffbau 27. Nov. 07 S. 127/32*) Das 16 m lange, 2,85 m breite seetüchtige Motorboot wird von einem 32 pferdigen Gardner-Spiritusmotor von 600 Uml./min angetrieben und verdrängt bei 0,8 m Tiefgang 8,2 t.

Textilindustrie.

Florleger mit Mangelwalze für Krempeln. (Oesterr. Woll- u. Leinenind. 1. Dez. 07 S. 1382*) Der von Oscar Schimmel & Co. A.-G. in Chemnitz ausgeführte Antrieb der schwingenden Klappen ist von der Bewegung der Mangelwalze völlig unabhängig.

Wasserkraftanlagen.

The power plant at Necaxa, Mexico. Forts. (Engineer 29. Nov. 07 S. 536/37*) Wasserleitungen. Maschinenhaus. Kraftübertragung.

Wasserversorgung.

Die Wasserversorgungsanlagen der Rheinischen Wasserwerkgesellschaft. Von Rutsatz. (Journ. Gasb.-Wasserv. 30. Nov. 07 S. 1083/86*) Das Versorgungsgebiet der Gesellschaft umfaßt 210 qkm mit 20 Ortschaften und rd. 130 000 Einwohnern. Darstellung des Wasserwerkes in Mülheim a. Rh. und eines vorläufigen Wasserwerkes im Gemeindebezirk Vingst für 150 cbm/st, bestehend aus 2 hintereinander geschalteten Kreiselpumpen und einer Wolfschen Lokomobile. Forts. folgt.

Werkstätten und Fabriken.

Reinforced concrete in factory construction. Von Waldron. (Am. Mach. 23. Nov. 07 S. 684/92*) Gesichtspunkte für die Wahl der Bauart von Fabrikgebäuden. Ausführung in Eisenbeton gegenüber den sonstigen Ausführungen. Kosten und Sicherheit der Konstruktion.

Zucker- und Stärkeindustrie.

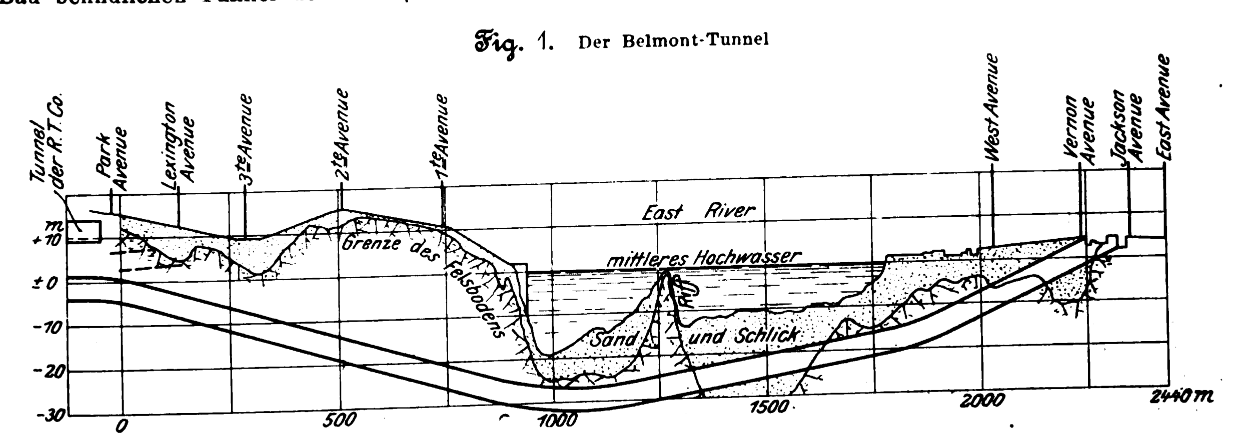
Bemerkenswerte technische Neuerungen auf dem Gebiete der Zuckerfabrikation im ersten Halbjahr 1907. Von Stift. Schluß. (Dingler 30. Nov. 07 S. 760/63*) Sandfilter mit schneller und gründlicher Reinigung des Sandes, Kestnersche Verdampfvorrichtung, Hannemannscher Wasserstandregler, Erhardtsches Luftrührverfahren.

Rundschau.

Im September d. J. ist, wie wir bereits gemeldet haben[1], **der Belmont-Tunnel der New York and Long Island-Bahn** unter dem East River zwischen Manhattan und Queensborough nach etwa dreijähriger Bauzeit einschließlich der Vermessungsarbeiten fertiggestellt worden. Er ist, wie auch die andern noch im Bau befindlichen Tunnel der Pennsylvania-Bahn im Zuge der 32. und 33. Straße[2]) und wie der vom Unglück verfolgte Battery-Tunnel der Rapid Transit-Bahn[3]), ein Doppeltunnel, der unter dem East River selbst und teilweise auch unter dem Land aus zwei getrennten Tunnelröhren besteht[4]).

Der Belmont-Tunnel ist insgesamt rd. 2600 m lang und beginnt ungefähr unterhalb des Grand Central-Bahnhofes, etwas westlich von der Park Avenue, von wo aus er unter der 42. Straße entlang bis zum East River läuft, den Strom unterfährt, bei Hunters Point Long Island erreicht und schließlich im Zuge der 5. Straße von Long Island City zwischen der Vermont- und Jackson Avenue bis zur Oberfläche ansteigt, Fig. 1. Am Ausgangpunkt ist er mit den darüber liegenden, ebenfalls unterirdischen Bahnhöfen der Rapid Transit-Bahn und der dort endigenden Fernbahnen durch Aufzüge verbunden. In Long Island schließt er an die Vorortstrecke der Long Island-Bahn an[1]). Die Sohle des Doppeltunnels liegt am Ausgangpunkt etwa 19 m unter der Erdoberfläche und rd. 4 m unter dem

Fig. 1. Der Belmont-Tunnel



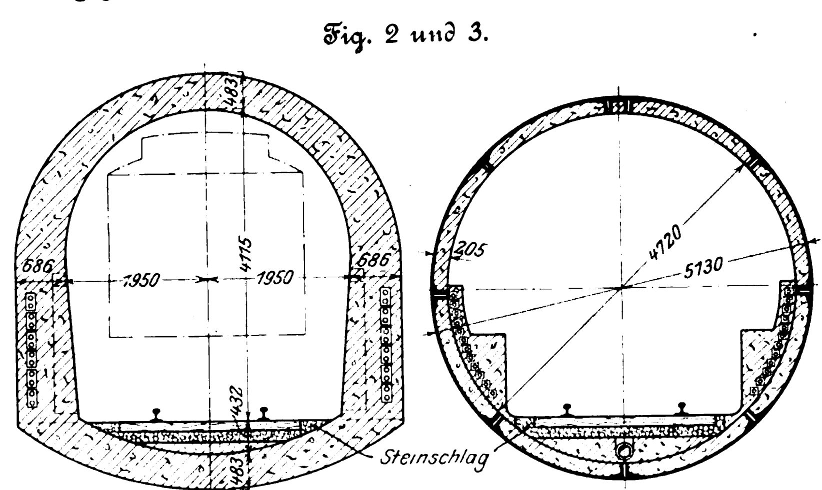
[1]) Z. 1907 S. 1720.
[2]) Z. 1905 S. 1729; 1907 S. 437.
[3]) Z. 1906 S. 1006; 1907 S. 1720.
[4]) Engineering Record 3. März 1900 S. 259 und 8. Juni 1907 S. 689.

[1]) Vergl. Z. 1906 S. 547.



mittleren Wasserstande des East River. Der Tunnel senkt sich von hier an bis auf 33,5 m unter Wasserspiegel, worauf er zunächst in geringem Maße und sodann stärker ansteigt. Die größte Steigung beträgt 4,5 vH. Etwa bis zur Mitte des East River liegt das Bauwerk in felsigem Boden, dann schließt sich ziemlich lockerer Sand- und Schlickboden an, bis nicht weit vom Long Island-Ufer wieder felsiger Boden erreicht wird, den der Tunnel zuletzt wieder verläßt. Jedoch muß bemerkt werden, daß die Oberfläche des gewachsenen Felsens sehr zerklüftet ist und der Tunnel dort, wo er nahe an die Felsoberfläche herantritt, fast den gleichen Schwierigkeiten beim Vortrieb begegnete wie im Schlickboden.

Fig. 2 und 3.



Der Tunnel besteht zum größten Teil aus zwei parallelen eingleisigen Röhren mit 8,5 m Mittenabstand. Die Stränge unter dem Lande, die ausschließlich im Felsboden auszuheben waren, haben hufeisenförmigen, auch nach unten gewölbten Querschnitt, Fig. 2, von 3,9 m innerer Breite und 4,55 m größter innerer Höhe, während die größten äußeren Abmessungen des Betonkörpers rd. 5,27 und 5,5 m betragen. Diese Tunnelstrecken konnten ohne Luftschleusen und Bohrschilde ausgehoben werden. Sie erforderten über 20 cbm Aushub und rd. 8 cbm Betonmauerwerk auf 1 m Länge der einzelnen Tunnelröhre. Die Tunnel unter dem East River selbst und auf den anstoßenden Strecken haben kreisrunden Querschnitt,

Fig. 4.

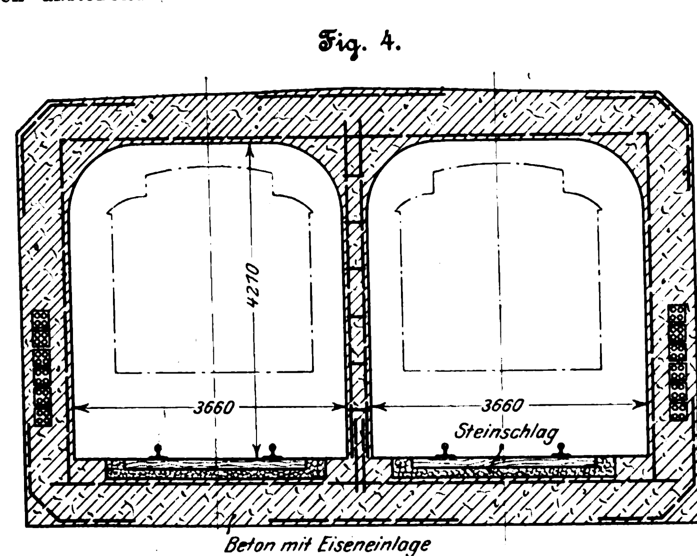


Fig. 3, und bestehen aus Gußeisenbogen, die innen ausbetoniert sind. Der innere Durchmesser einer derartigen Röhre beträgt 4,72, der äußere 5,13 m, das Eisengewicht 6700 kg/m. Für den Bau dieser Strecken waren durchweg Bohrschilde mit 2,3 bis 2,5 at Ueberdruck erforderlich, zu deren Vortrieb Druckwasser von mehr als 400 at Ueberdruck verwendet wurde. Außerdem ist in einer Länge von 550 m auf Long Island noch ein drittes Tunnelprofil, Fig. 4, ausgeführt worden, das zweigleisig ist, rechteckigen Querschnitt hat und eine Scheidewand aus Eisenbeton aufweist. Die äußeren Betonwände dieser Strecke sind ebenfalls durch Eiseneinlagen verstärkt.

Zum Bau des Doppeltunnels sind vier senkrechte Schächte abgeteuft worden, von deren Sohle aus beide Tunnelröhren nach beiden Richtungen vorgetrieben wurden. Der erste Schacht liegt an der 3. Avenue, der zweite am Manhattan-Ufer des East River, der dritte auf dem Felsenriff etwa in der Mitte des East River, Fig. 1, und der vierte am Ufer von Long Island. Dampfkessel-, Kompressor-, Druckwasser- und elektrische Anlagen waren übertage und in der Sohlenkammer an den einzelnen Schächten eingerichtet, wozu noch die Aufzüge, die Betonmischer und stellenweise auch Saugpumpen kamen. In Schacht 2, 3 und 4 mußten außerdem Luftschleusen vorgesehen werden, ebenso hinter den Bohrschilden der unter größerem Druck vorgetriebenen Tunnelstrecken. Die zum Bau des Belmont-Tunnels verwendeten Bohrschilde sind denen des Battery-Tunnels [1]), dessen ursprüngliche Profile mit denen des Belmont-Tunnels nahezu übereinstimmen, ganz ähnlich, weshalb auf ihre Darstellung hier verzichtet werden kann. Die Tunnel sind von vornherein in voller Breite vorgetrieben worden, wozu im Gestein Druckluftbohrer der Ingersoll Co. benutzt wurden, während der Sandboden mit der Hand abgegraben wurde. Das ausgehobene Gestein wurde in Brechmaschinen zerkleinert und zum Betonieren verwendet, ebenso der übrige Aushub. Beim Vortrieb in der weichen Sohle des East River lockerte sich unter dem Einfluß des Ueberdruckes am Schild und der starken Strömung des Flusses (rd. 8 km/st) der Boden über den Schilden derartig, daß die Flußsohle von oben her durch Einschütten von Ton befestigt werden mußte, um vollständiges Versaufen zu verhindern. Am Bau waren zeitweise 1500 Mann beschäftigt. In den Druckkammern wurde in dreistündigen Schichten gearbeitet.

Der Belmont-Doppeltunnel ist nach Entwürfen und unter Aufsicht der New York and Long Island-Bahn von der Degnon Contracting Co. erbaut worden. Seine Inbetriebnahme bedeutet einen wichtigen Abschnitt im Verkehr zwischen Manhattan und den Long Island-Stadtteilen, da die Verzögerungen und Stockungen und die Ueberfüllung der Verkehrsmittel, die hier allmählich zu einer schlimmen Plage geworden ist, jetzt wenigstens etwas behoben werden können.

Zur **Torfverkokung und Gewinnung der Nebenerzeugnisse** haben die Oberbayerischen Kokswerke 38 km südlich von München in **Beuerberg** ein neues Werk errichtet[2]), das nach dem Zieglerschen Verfahren[3]) betrieben wird. Die Anlage umfaßt zwei Ganz- und zwei Halbkoksöfen und eine chemische Fabrik. Der während der Kampagne im Tag- und Nachtbetrieb mit dem Spaten gestochene und unter Pressen zu Soden geformte Torf wird an der Luft getrocknet, bis nach mehrmaligem Umschichten sein Wassergehalt auf 18 bis 25 vH gesunken ist. Hierauf wird er mit Hülfe eines Aufzuges und eines Gurtförderers den stehenden Retortenöfen zugeführt, die mit dem erzeugten, von Teer und Teerwasser befreiten Torfgas geheizt werden. In diesen Oefen verbleibt der Torf 18 st, um dann als Ganzkoks zur Abkühlung ohne Wasserbesprengung in luftdicht verschlossene eiserne Wagen abgezogen zu werden. Die Temperatur im Innern der Retorten wird auf etwa 600° gehalten. In einem Ofen werden in 24 st 8 bis 10 t Koks gewonnen. Das in den Retorten erzeugte Gas wird zunächst zum Eindampfen des aus den Halbkoksöfen gewonnenen essigsauern Kalkes und schwefelsauern Ammoniaks benutzt und dann in Kondensationsrohre weitergedrückt, in denen sich Teer und Teerwasser abscheiden. Hierauf wird es von dem mechanisch mitgeführten Wasser und den letzten Teerresten befreit und gelangt dann in die Feuerung der Retortenöfen. Die Fuchsgase der Retortenöfen, deren Temperatur noch immer 300 bis 500° beträgt, werden in den als Schachtöfen ausgebildeten Halbkoksöfen ausgenutzt, in denen der Torf unmittelbar von den Heizgasen umspült wird. Diese Oefen erzeugen in 24 st je 12 bis 14 t Halbkoks; ihre Abgase werden ebenfalls in einer Kondensation ausgenutzt. Von dem in den Kondensationsanlagen abgeschiedenen Gemisch von Teer und Teerwasser wird zunächst der Teer getrennt und durch Destillation zu Paraffin und dem für die Oelgasbereitung dienenden Gasöl verarbeitet. Aus dem Teerwasser werden durch Behandlung mit Kalk und Dampf essigsaurer Kalk, schwefelsaures Ammoniak und Methylalkohol gewonnen.

Das Kraftwerk der Anlage besteht aus zwei Lokomobilen, die Gleichstrommaschinen von je 128 KW und 440 V treiben.

[1]) s. Z. 1905 S. 611.

[2]) Zeitschrift für Dampfkessel und Maschinenbetrieb 9. Oktober 1907.

[3]) s. Z. 1904 S. 887.

Die Vorfeuerungen der Lokomobilen sind zur Beheizung mit Abfalltorf eingerichtet; die der einen kann auch mit dem überschüssigen Gas der Koksöfen als Gasfeuerung betrieben werden.

Der gröfste Schornstein der Welt[1]) wird für die Aufbereit- und Schmelzöfen der Boston and Montana Consolidated Copper and Silver Mining Co. in Great Falls, Montana, von Alphons Custodis in New York erbaut. Er soll 154 m hoch werden und am Sockel 22,6 m äußeren, an der Spitze 16,7 m äußeren und 15,3 m inneren Durchmesser erhalten. Das im vergangenen Sommer fertiggestellte Fundament, das aus einem Betonblock von achteckiger Grundfläche und über 3000 cbm Inhalt besteht, ist 7 m tief und über die Ecken gemessen rd. 40 m breit. Der Mauerkörper des Schornsteines besteht aus besonders geformten hohlen gebrannten Ziegeln und wiegt ungefähr 18000 t. Zum Bau des Schornsteines ist eine eigene Ziegelei errichtet worden. Die Aufbereit- und Schmelzanlagen der oben genannten Gesellschaft verarbeiten rd. 3000 t Erz in 24 st. Die Schmelzanlage besteht aus Röst-, Flamm- und Kuppelöfen, Kippbirnen, Gaserzeugern und Gießmaschinen. Die Raffinieranlage der Gesellschaft, die monatlich 18000 t Kupfer verarbeitet, wird aus einer eigenen Wasserkraftanlage von insgesamt 10000 PS Leistung mit elektrischem Strom versorgt und braucht etwa 7500 PS zu ihrem Betriebe. Diese großen Leistungen bedingen die gewaltigen Abmessungen des Schornsteines, dessen Höhe insbesondere auch deswegen erforderlich wird, weil die Abgase der Schmelzöfen usw. viel Arsenik enthalten und in einer Niederschlagkammer für Metallstaub stark abgekühlt werden, bevor sie zum Schornstein gelangen. (The Sibley Journal November 1907)

Nach dem **zwischen Preufsen und Schweden** abgeschlossenen Vertrag über die Einrichtung eines **Dampffährenverkehrs** zwischen den beiden Ländern steht die Eröffnung des Betriebes im Frühjahr 1909 in Aussicht. Für die neue rd. 101 km lange Strecke Saßnitz-Trelleborg werden von der preußischen und der schwedischen Regierung je zwei Fähren angeschafft, die 16 Knoten Geschwindigkeit erhalten sollen, so daß die Ueberfahrt etwa $3\frac{1}{2}$ st in Anspruch nehmen wird. In Zusammenhang mit dem Plane steht der Bau eines Fährhafens in Saßnitz.

Der mit Turbinenantrieb versehene **kleine Kreuzer »Stettin«**[2]) der deutschen Marine hat am 16. November d. J. bei Neufahrwasser **Versuche** unternommen, um das Fahrtmoment und die Wirkung der Rückwärtsturbinen festzustellen. Bei 16 Knoten Geschwindigkeit und mit 8 Kesseln im Betriebe legte das Schiff in 1 min 6 sk noch einen Weg von 225 m zurück, nachdem die Turbinen auf äußerste Kraft rückwärts eingestellt waren; bei 24 Knoten und 11 Kesseln im Betriebe betrug die Zeit 1 min 8 sk, der Weg 410 m. Bei einer sechsständigen ununterbrochenen Fahrt am 22. November d. J. erreichte der Kreuzer mit 21600 PS, 584 Uml./min und 89 mm Luftdruck in den Heizräumen eine Geschwindigkeit von 25,17 Knoten, bei 17800 PS, 551 Uml./min und 64 mm Luftdruck 24,6 Knoten. Die mittlere Geschwindigkeit auf der beschleunigten Dauerfahrt betrug bei 15500 PS 24 Knoten. Das Schiff hatte bei den Fahrten eine Wasserverdrängung von 3410 t. (Marine-Rundschau Dezember 1907)

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 155. [2]) Vergl. Z. 1907 S. 1475.

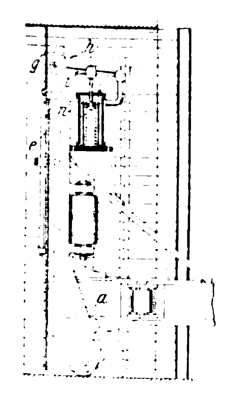
Die Versuche mit elektrischem Bahnbetrieb in Schweden[1]) sind nunmehr abgeschlossen und ein Bericht des leitenden Ingenieurs Dahlander ist dem schwedischen Reichstag eingereicht worden. Auf Grund dieses Berichtes, der neben der technischen auch die Kostenfrage eingehend behandelt, sind Kostenanschläge und Pläne für die Einführung des elektrischen Betriebes auf dem über 2000 km umfassenden Bahnnetz des südlichen Schwedens ausgearbeitet worden, wobei die gewaltigen Wasserkräfte des Landes ausgenutzt werden sollen.

Die **Verwendung von hängendem Gasglühlicht zur Beleuchtung von Eisenbahnwagen** macht immer weitere Fortschritte[2]). Auf Grund von eingehenden Versuchen hat das österreichische Eisenbahnministerium bestimmt, daß sämtliche 801 Personenwagen der Wiener Stadtbahn mit hängendem Gasglühlicht nach der Anordnung von Julius Pintsch ausgerüstet werden. Statt der bisherigen zwei gewöhnlichen Gaslampen mit Schmetterlingsbrennern für jeden Wagen sollen drei Gasglühlichtlampen von je 26 bis 30 Kerzen angebracht werden. Auch für die österreichischen Staatsbahnen ist die allgemeine Einführung von hängendem Gasglühlicht ins Auge gefaßt.

Mit einem Grundkapital von 10 Mill. Yen[3]) soll von der Hokkaido-Minen- und Dampfschiffs-Gesellschaft, Sir William Armstrong & Co. und Vickers Sons & Maxim ein **Stahlwerk in Hokkaido** in Japan gebaut werden[4]). Daneben wird unter der gleichen Leitung eine Schiffswerft zum Bau von Krieg- und Handelschiffen und eine Munitionsfabrik angelegt, wofür weitere 10 Mill. Yen veranschlagt sind, die durch Anleihen von den englischen Firmen aufgebracht werden sollen. Letztere geben ihre bisherigen Geschäftsvertretungen in Japan auf, genießen aber bei Lieferungen für das neue Stahlwerk unter sonst gleichen Bedingungen eine gewisse Bevorzugung und stellen ferner ihre technischen Erfahrungen sowie die in ihrem Besitz befindlichen Patentrechte dem neuen Unternehmen zur Verfügung. (Marine-Rundschau Dezember 1907)

[1]) Z. 1904 S. 1398.
[2]) Vergl. Z. 1907 S. 639, 1684.
[3]) 1 Yen = 4,37 *M* (tatsächlicher Wert = rd. 2 *M*).
[4]) Vergl. auch Z. 1906 S. 470.

Patentbericht.



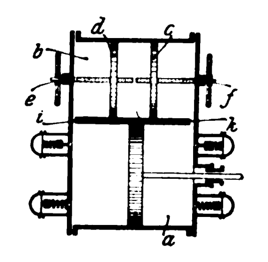
Kl. 10. Nr. 188476. Entfernung von Graphitausscheidungen aus Koksofenkammern. H. Koppers, Essen (Ruhr). An dem Druckkopf *a* der Koksausdrückmaschine oder an der Planierstange ist ein federnder Schild *g* befestigt, der sich den Umrissen der Verkokungskammer oberhalb der Kohlenfüllung möglichst anschmiegt und jeweilig beim Ausdrücken des Kokskuchens oder bei der Einebnungsarbeit die Kohlenstoffausscheidungen der vorherigen Verkokung von der Innenwand abschabt. Eine in dem durch Wasser gekühlten Zylinder vorgesehene Feder *n* hält unter Vermittlung des Hebels *i* und der Rolle *h* den federnden Schild, der an der Platte *e* drehbar befestigt ist, in der richtigen Stellung.

Kl. 20. Nr. 192338. Drehbolzenlager. J. C. Barber, Chicago. Die Laufrollen *a* liegen in den Schalen *b* und *c*, die durch Umbiegen an den äußeren Rändern ein staubsicheres Gehäuse bilden und am inneren Rande von einem zweiteiligen Ring *d*, *e* umfaßt werden, der durch Bolzen zusammengehalten wird, so daß das ganze Lager als ein Körper abgebaut werden kann.

Kl. 10. Nr. 188182. Gefahrlose Beseitigung der während des Garstehens, Entleerens und Beschickens von Koksöfen entstehenden minderwertigen Gase. H. Koppers, Essen (Ruhr). Die während des Garstehens, Entleerens und Beschickens der Koksöfen bei abgeschalteter Hauptgasleitung entstehenden Gase und Dämpfe, die man bisher gewöhnlich durch die Steigrohre frei ausströmen ließ, werden durch eine besondere Rohrleitung in einen Schornstein abgeführt und Explosionen dadurch unmöglich gemacht, daß diese Rohrleitung beständig von indifferenten Gasen (Rauchgasen) durchspült wird.

Kl. 18. Nr. 187842. Herstellung von Eisenbahn- und Straßenbahnschienen. Rob. Abbott Hadfield, Sheffield (Engl.). Die Schienen werden aus Manganstahl gegossen, und zwar unter Vermeidung aller weiteren Formgebungsarbeiten. Die Schienen werden zunächst langsam, dann schnell auf etwa 950° C erwärmt und hierauf abgelöscht.

Kl. 27. Nr. 188541. Verdichter, insbesondere für Kälteerzeugung. A. Borsig, Tegel. Das Gehäuse *b* für die Verdrängerkolben *c* und *d*, die durch Schraubenspindeln *e* und *f* verstellbar sind, steht durch Oeffnungen *i* und *k*, die durch die Kolben *c* und *d* in ihrer äußersten Stellung abgedeckt werden, mit dem Verdichter *a* in Verbindung. Bei teilweiser oder gänzlicher Leistungsunterbrechung des Verdichters werden die Kolben *c* und *d* nach innen verschoben, wodurch in dem Zylinder *b* mehr oder minder große schädliche Räume geschaffen werden.





Kl. 27. Nr. 187799. Schleuder- und Schraubengebläse. G. Schiele & Co., Frankfurt a. M.-Bockenheim. Die Schaufeln und im besondern die Außenkanten der Schaufeln sind wie die Erzeugenden eines Rotationshyperboloides angeordnet. Die Schaufeln sind also zugleich windschief schräg zur Gebläseachse gerichtet, und ihre Zwischenräume verlaufen schräg nach hinten und nach außen. Die Drehrichtung ist so zu wählen, daß die Hinterkanten der Schaufeln den Vorderkanten nacheilen. Das zu befördernde Mittel (Gas oder Flüssigkeit) wird durch die Form der Flügel in Richtung der Flügelachse vorwärts und radial nach außen getrieben.

Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Gebühren gerichtlicher Sachverständiger.

Geehrte Redaktion!

Anknüpfend an die Zuschrift des Hrn. Zivilingenieurs E. Zorn vom 9. v. M. (Z. 1907 S. 1764) glaube ich die am Schluß derselben vorgeschlagene Abhülfe als unzulässig bezeichnen zu dürfen, die nur geeignet ist, aufs neue Verbitterung in den Kreisen der Sachverständigen hervorzurufen. Es steht nämlich dem Sachverständigen, der zur Abgabe des Gutachtens nach der Prozeßordnung berufen ist, nicht zu, aus Rücksicht auf etwa ungenügende oder unzutreffende Vergütung die Abgabe des Gutachtens vorher abzulehnen. Er hat vielmehr gemäß § 407, »wenn er die Wissenschaft, die Kunst oder das Gewerbe, deren Kenntnis die Voraussetzung der Begutachtung ist, öffentlich zum Erwerb ausübt«, der an ihn gerichteten Ladung auch nach dem auswärtigen Gericht unbedingt Folge zu leisten.

Ein dem Standesinteresse und den berechtigten Ansprüchen genügender Ausweg ist jedoch als erster Erfolg der Bemühungen des V. d. I. in dem in Z. 1907 S. 1843 mitgeteilten Runderlaß des Justizministers gegeben. Jeder verständige Richter wird hoffentlich schon jetzt diesen Weg betreten und den Ingenieuren danach auch ohne kleinliche Nachrechnung der aufgewendeten Zeit und ohne Bindung an die Gebührenordnung von 1878 eine höhere Vergütung zubilligen, wenn es die wissenschaftliche und soziale Stellung des betreffenden Ingenieurs verlangt, oder wenn sein Gutachten über das Maß einer leicht und einfach zu erledigenden Arbeit hinausgeht.

Es liegt aber nach meinen Erfahrungen als gerichtlicher Sachverständiger für den Richter keine gesetzliche Veranlassung und in den meisten Fällen, außer vielleicht in mündlichen Terminen, keine Gelegenheit vor, mit dem Sachverständigen schon vor Abgabe des Gutachtens eine Vereinbarung über die ihm zuzubilligende Vergütung zu treffen.

Hochachtungsvoll

Berlin, den 22. November 1907. K. Bernhard.

Geehrte Redaktion!

Die Ansichten des Hrn. Regierungsbaumeisters Karl Bernhard vermag ich nicht zu teilen. Der V. d. I. hat sich jahrelang bemüht, eine dem Werte der Arbeiten mehr entsprechende Vergütung für Gutachten und andre Ingenieurarbeiten zu erlangen. Diese Mindestsätze sind in unsrer Gebührenordnung niedergelegt.

Gerade im Standesinteresse ist es erforderlich, daß man sich an diese Gebührenordnung hält und namentlich bei schwierigeren Arbeiten erklärt, unter einem bestimmten Satze könne man die Arbeit nicht leisten. Ohne solche vorherige Erklärungen dürfte es jedoch meistens schwer fallen, die im § 4 vorgesehenen besondern Sätze zu erlangen.

Nach früher gemachten schlechten Erfahrungen habe ich alsdann bei schwierigeren Arbeiten vorher erklärt, daß ich diese zu dem Durchschnittsatze von 2 ℳ für die Stunde nicht leisten könne. Daraufhin ist mir für den Lokaltermin und die Ausarbeitung des Gutachtens der höhere Satz von 5 ℳ, für die Zu- und Abfahrt sowie für die Verhandlungen vor Gericht jedoch nur der niedrigere Allgemeinsatz von 2 ℳ für die Stunde bewilligt worden.

Einer Vorladung nach auswärtigen Gerichten braucht der Sachverständige nicht so unbedingt Folge zu leisten, wie Hr. Bernhard dies annimmt. Der Sachverständige hat z. B. das Recht, zu erklären, daß seine Zeit eine solche Reise nicht gestatte, oder daß sein Gesundheitszustand es nicht erlaube, an einem Tage länger als eine bestimmte Zeit in der Eisenbahn zu fahren oder schwierige Untersuchungen vorzunehmen. Manche Kollegen, die hierin schon Erfahrungen gesammelt haben, reisen am Tage vorher, damit sie am Termintage bequem dort sind, ohne die Nachtstunden zur Fahrt benutzen zu müssen. Allerdings entstehen den Gerichten dadurch höhere Kosten, als wenn sie uns mehr als 10 Stunden für den Tag vergüten würden. Da dies aber nach der Gebührenordnung nicht angängig ist, muß man sich dementsprechend einrichten oder auf die Vergütung der geleisteten Ueberstunden verzichten. Wir müssen darauf halten, daß, soweit als es möglich ist, der Ingenieur als Sachverständiger nicht schlechter gestellt wird als der Zeuge, dem entsprechend seinem Einkommen und Stande Vergütungen bewilligt werden. Ich habe z. B. wiederholt als Zeuge mehr erhalten als als Sachverständiger. Um namentlich bei Ladungen nach auswärts nachträgliche Beschwerden zu vermeiden, die zeitraubend sind und nicht bezahlt werden, kann ich nur empfehlen, seine Forderungen vorher zu stellen und diese mindestens in Uebereinstimmung mit der Gebührenordnung des V. d. I. zu halten. Wir müssen im allgemeinen Standesinteresse immer wieder erklären, daß die soziale und wissenschaftliche Stellung des Ingenieurs eine höhere ist, als sie nach der Vergütung, die das Gericht im Durchschnitt gibt, von Fernstehenden bewertet werden kann. Es soll durchaus keine Verbitterung in dem Kreise der Sachverständigen hervorgerufen werden, sondern wir wollen nur verlangen, was wir zu beanspruchen haben.

Groß-Lichterfelde, den 2. Dezember 1907.

Hochachtungsvoll

Emil Zorn,
Zivilingenieur und gerichtlich vereidigter Sachverständiger.

Angelegenheiten des Vereines.

Dampfkessel-Normen-Kommission.

Auf Veranlassung des Reichskanzlers hat sich eine Dampfkessel-Normen-Kommission gebildet, welche die Aufgabe hat, die Bau- und Materialprüf-Vorschriften für Dampfkessel als einen wesentlichen Bestandteil der Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln dauernd den Fortschritten der Technik entsprechend weiter zu entwickeln. Sie besteht aus 33 Männern der Wissenschaft und Praxis, die von den hierfür in Betracht kommenden großen technischen und industriellen Verbänden entsandt worden sind. Vorsitzender dieser Kommission ist Dr.-Ing. Th. Peters, Direktor des Vereines deutscher Ingenieure. Die Hauptkommission hat Unterkommissionen für Landdampfkessel und für Schiffdampfkessel gebildet; Vorsitzender der ersteren ist G. Eckermann, Direktor des Norddeutschen Vereines zur Ueberwachung von Dampfkesseln in Altona; Vorsitzender der letzteren Geheimer Regierungsrat Professor C. Busley, geschäftsführender Vorsitzender der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

In Ausführung des Beschlusses unsrer 48sten Hauptversammlung in Koblenz (vergl. Z. 1907 S. 1443 und 1523) werden wir mit dem kommenden Jahre das neue Beiblatt zur Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure

„Technik und Wirtschaft“

Monatschrift des Vereines deutscher Ingenieure

redigiert und herausgegeben

von Dr. Herm. Beck und D. Meyer

erscheinen lassen.

Die Monatschrift wird in der Regel dem zweiten Monatheft der Zeitschrift — die erste Nummer also der Zeitschriftnummer am 11. Januar 1908 — beigelegt werden.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.



ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 51. **Sonnabend, den 21. Dezember 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Der Einfluß des Gegendruckes und der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen.[1])

Von **Chr. Eberle**, München.

(Nach einem im Bayerischen Bezirksverein gehaltenen Vortrage.)

Je mehr der Maschinendampf zu Heizzwecken benutzt wird, desto mehr macht sich ein Bedürfnis nach zahlenmäßigen Grundlagen für die Berechnung des Einflusses der Dampfverwendung in ihren verschiedenen Formen auf den Dampfverbrauch der Maschinen geltend. Wohl hat der Konstrukteur reichliche Erfahrungszahlen für den Verbrauch der normalen Auspuff- und Kondensationsdampfmaschinen mit ein- und mehrfacher Expansion; spärlich dagegen sind bis jetzt die Versuchsergebnisse mit Maschinen, die mit abgeschwächtem Vakuum oder erhöhtem Gegendruck oder mit teilweiser Entnahme des Dampfes zwischen beiden Zylindern arbeiten.

Im folgenden wird über einige Versuchsreihen berichtet, die unter meiner Leitung in der dampftechnischen Versuchsanstalt des Bayerischen Revisions-Vereines durchgeführt worden sind.

1) Einfluß des Gegendruckes auf den Dampfverbrauch.

A) Abschwächung des Vakuums.

In vielen Betrieben wird die Abwärme von Kondensationsmaschinen in der Weise zur Warmwasserbereitung benutzt, daß man zwischen Zylinder und Kondensator einen Oberflächenkondensator einschaltet. Ist die Temperatur des erforderlichen Warmwassers niedriger als die bei normalem Gang der Kondensation zu erzielende Temperatur des zu kondensierenden Dampfes, so ist eine Beeinflussung des Vakuums durch die Warmwasserbereitung nicht nötig; sollen dagegen höhere Wassertemperaturen erzielt werden, so ist das Vakuum entsprechend abzuschwächen, was bekanntlich in einfachster Weise durch Einsaugen von Luft in die Abdampfleitung oder durch Drosselung geschehen kann. Selbstverständlich steigt mit der Verminderung des Vakuums der Dampfverbrauch der Maschine; trotzdem wird das Verfahren der Verwendung von Frischdampf für die Weitererwärmung des Wassers vorzuziehen sein, solange der Mehrdampfverbrauch der Maschine geringer ist als der andernfalls erforderliche Frischdampf. Wenn der Einfluß der Vakuumverminderung auf den Dampfverbrauch der Maschine bekannt ist, kann für bestimmte Fälle im voraus berechnet werden, welche Arbeitsweise vorzuziehen ist.

Versuchseinrichtungen. Die Einrichtungen der Versuchsanstalt sind in dieser Zeitschrift 1905 S. 1294[1]) besprochen worden; es sollen deshalb nur die für die vorliegenden Versuche wesentlichsten Einzelheiten hier kurz erörtert werden. Die Maschine ist eine Zweifach-Expansionsmaschine mit nebeneinander liegenden Zylindern und Ventilsteuerung an beiden Zylindern. Die für die späteren Berechnungen erforderlichen Hauptabmessungen enthält die Zahlentafel 1. Der Hochdruckzylinder ist für Betrieb mit hoch überhitztem Dampf ausgeführt. Beide Zylinder und die hinteren Deckel haben Heizmäntel.

Zahlentafel 1.

	Hochdruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	Kurbelseite	Außenseite	Kurbelseite	Außenseite
Zylinderdurchmesser . . mm	224,8	224,8	380,5	380,5
Kolbenhub . . . . . . »	599		599	
Kolbenstangendurchmesser »	49,8	—	49,8	—
Kolbenwegraum . . . ltr	22,6	23,8	67,0	68,2
schädlicher Raum in vH des Kolbenwegraumes . vH	4,6	5,4	3,6	4,0

Die Heizung erfolgt durch absperrbaren Frischdampf, und zwar benutzt man beim Hochdruckzylinder im allgemeinen Dampf von der Zylinder-Eintrittspannung, für den Niederdruckzylinder solchen von vermindertem Druck. Der Arbeitsdampf der Maschine wird in einem Oberflächenkondensator vollständig niedergeschlagen; bei Versuchen mit Auspuffbetrieb fließt das im Kondensator entstandene Dampfwasser unmittelbar in eine Wägeinrichtung ab; bei Kondensationsversuchen dagegen wird es dieser durch die Konden-

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfmaschinen) werden abgegeben. Der Preis wird mit der Veröffentlichung des Schlusses bekannt gemacht.

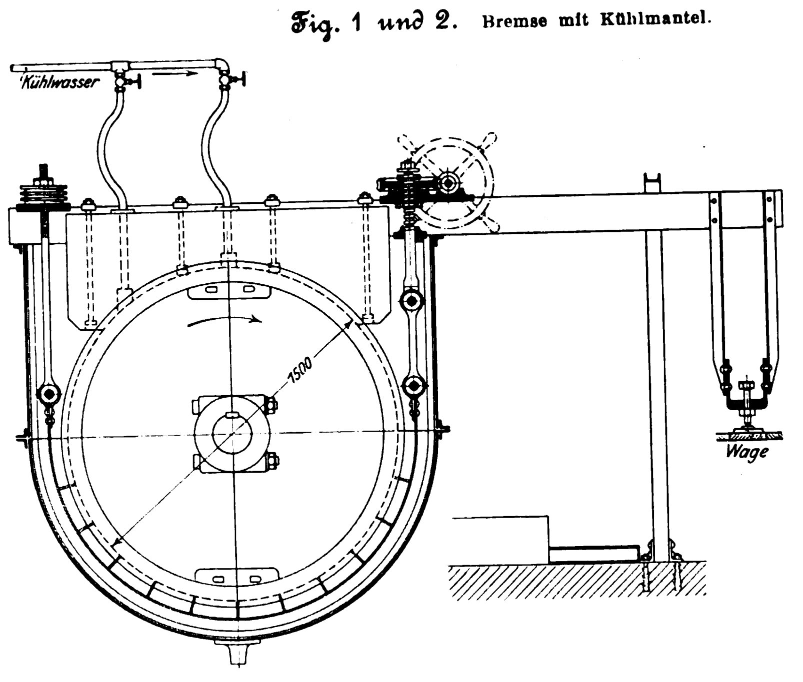
[1]) Eine ausführliche Besprechung findet sich in der Ztschr. d. Bayr. Rev.-Ver. 1905 Nr. 9 und 10.

satorluftpumpe zugeführt. Letztere erhält ihren Antrieb durch einen Elektromotor, dessen Umlaufzahl im Verhältnis 1 : 2 geregelt werden kann.

Um auch dem Niederdruckzylinder überhitzten Dampf zuführen zu können, ist im Fundamentraum der Maschine ein Zwischenüberhitzer angeordnet, den der vom Hochdruckzylinder kommende Dampf durchströmt, um durch hoch überhitzten Frischdampf nochmals überhitzt zu werden.

Leistungs- und Dampfverbrauchversuche können mit der Maschine in einfachster Weise durchgeführt werden. Auf der Kurbelwelle sitzt neben dem Schwungrad eine mit Kühlmantel versehene Bremse, mit der die Gesamtnutzleistung der Maschine unmittelbar geregelt und gemessen werden kann.

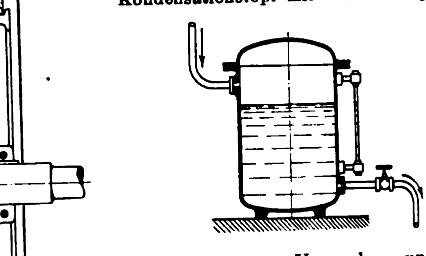
Fig. 1 und 2. Bremse mit Kühlmantel.



Wie Fig. 1 und 2 zeigen, ist die Bremse nach Art des Pronyschen Zaumes ausgebildet. Der Bremshebel drückt auf eine Wage; das Umherspritzen von Wasser ist durch den Blechmantel verhindert. Die Wasserleitung ist mit Gummischläuchen an die Bremse angeschlossen, um sie nicht zu beeinflussen. Die Anspannung wird durch einen Schraubenantrieb geregelt, der fast vollkommen in Kugellagern läuft und sich sehr gut bewährt. Für den guten Gang der Bremse ist ein gleichmäßiger Zufluß des Kühlwassers sehr wesentlich. Ursprünglich war die Kühlung an die städtische Wasserleitung angeschlossen; bei den großen Schwankungen des Druckes in dieser Leitung erwuchsen jedoch hieraus bedeutende Schwierigkeiten, weshalb ich mich entschloß, eine der Speisepumpen zur gleichmäßigen Versorgung der Bremse mit Kühlwasser einzurichten; damit waren diese Schwierigkeiten gehoben. Das Uebergewicht des Bremshebels wird in der Weise bestimmt, daß die ganze Bremse mit ihrer Scheibe auf ein besonderes Wellenstück gesetzt wird, das man möglichst reibungsfrei lagert. Wird dann noch der Bremshebel genau wagerecht eingestellt, so zeigt eine durch sein freies Ende belastete Wage das Uebergewicht an.

Bezüglich der Einrichtung zur Indizierung und zur Messung des Kondensates der Maschine selbst und der Dampfmäntel verweise ich auf die erwähnte Abhandlung. Da sich die im Handel vorkommenden Kondensationstöpfe für derartige Messungen als nicht genügend zuverlässig erwiesen haben, wird das Dampfwasser aus den Leitungen und Mänteln nicht durch diese Töpfe abgeführt. Sie sind zwar belassen, aber die Schwimmer herausgenommen und Wasserstandgläser nach Maßgabe der Figur 3 angebracht. Ein sehr kleines Jenkins-Ventil hinter dem Topf wird so eingestellt, daß der Wasserstand während eines Versuches unveränderlich bleibt; auf diese Weise erhält man vollkommen zuverlässige, durch die Dichtheit der selbsttätigen Ventile des Topfes nicht beeinflußte Ergebnisse.

Fig. 3. Kondensationstopf mit Wasserstandglas.



Die hier zu besprechenden Versuche wurden sowohl mit der Hochdruckseite der Maschine allein als auch mit der ganzen Maschine durchgeführt. Bei allen Versuchen war der Zwischenüberhitzer vollkommen ausgeschaltet. Für die Versuche mit der Einzylindermaschine war die Niederdruckseite abgekuppelt; vom Auspuffstutzen des Hochdruckzylinders ging ein Verbindungsrohr unmittelbar zum Oberflächenkondensator. Um die verschiedenen gewünschten Unterdrücke im Kondensator zu erzielen, war an dessen Dampfraum eine regelbare Luftzuführung angeordnet worden, durch deren entsprechende Einstellung jede gewünschte Abschwächung des Vakuums erreicht werden konnte.

Die Versuche wurden an der Ein- und Zweizylindermaschine bei einem Vakuum von 65, 45 und 30 cm Quecksilbersäule und bei freiem Auspuff in den Oberflächenkondensator mit gesättigtem Dampf von etwa 10 kg/qcm abs. beim

Zahlentafel 2. Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch. Einzylinder-

Nr. des Versuches		Uml./min	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm abs.	Vakuum im Kondensator cm Hg	Vakuum im Kondensator kg/qcm	Luftdruck cm Hg	Vakuum im Kondensator in vH des Luftdruckes	Anfangsdruck Kurbelseite kg/qcm abs.	Anfangsdruck Außenseite kg/qcm abs.	Füllung Kurbelseite vH	Füllung Außenseite vH	Vakuum im Zylinder Kurbelseite kg/qcm	Vakuum im Zylinder Außenseite kg/qcm	Maschinenleistung PSi	Maschinenleistung PSe
1	Sattdampf, Mantel des Zylinders mit Dampf von Eintrittspannung geheizt	122,8	10,1	64,8	0,88	72,0	90	10,0	9,6	14,0	13,5	0,80	0,81	46,2	40,6
2		123,1	10,1	44,7	0,61	72,0	62	9,9	10,0	14,0	15,5	0,55	0,55	44,2	40,7
3		122,7	10,1	30,1	0,41	72,0	42	9,9	9,9	15,0	17,0	0,36	0,37	43,7	40,6
4		122,0	10,1	—	—	72,0	—	10,0	10,0	18,5	20,0	−0,06	−0,06	44,0	40,4
5		120,8	10,1	62,4	0,85	72,4	86	10,0	9,9	26,0	28,0	0,72	0,74	65,3	60,5
6		120,7	10,1	44,8	0,61	72,4	62	10,0	9,9	28,0	30,0	0,57	0,57	65,7	60,5
7		120,8	10,1	29,5	0,40	72,4	41	9,9	10,0	30,5	33,5	0,31	0,31	66,3	60,5
8		120,4	10.1	—	—	72,3	—	10,0	10,0	35,0	38,0	−0,07	−0,07	66,7	60,3

Eintritt in die Maschine und bei den Nutzleistungen von 40 und 60 PS durchgeführt. Bei allen Versuchen wurde der Dampf im Kondensator vollständig niedergeschlagen und das Dampfwasser gewogen.

Die Temperatur des Abdampfes wurde unmittelbar vor seinem Eintritt in den Kondensator mit in den Dampfstrom eingesetzten Quecksilberthermometern gemessen; zur Bestimmung des Vakuums im Kondensator diente ein Quecksilbervakuummeter; der Barometerstand wurde an einem Quecksilberbarometer abgelesen.

Alle Versuche begann man erst, nachdem die Maschine mindestens eine halbe Stunde mit der Versuchsbelastung gelaufen war; ein Versuch wurde nur dann als brauchbar angesehen, wenn das Endergebnis hinsichtlich des Dampfverbrauches mit den Zwischenabschlüssen nach $^1/_2$ und 1 Stunde auf 1 vH übereinstimmte.

Im allgemeinen wird die Aufgabe praktisch so gestellt sein, daß von einer Maschine eine bestimmte Leistung gefordert wird und für diese Leistung der Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch bestimmt werden soll. Bei den einzelnen Versuchsreihen veränderte man deshalb lediglich das Vakuum, während alle andern Einflüsse ausgeschaltet wurden.

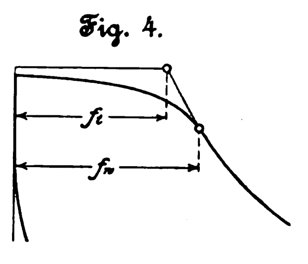
Ergebnisse der Versuche mit der Einzylindermaschine.

In Zahlentafel 2 sind die wesentlichsten Ergebnisse der mit der Einzylindermaschine durchgeführten Versuche zusammengestellt. Man führte zwei Versuchsgruppen bei den Nutzleistungen von 40 und 60 PS mit Sattdampf von 10,1 kg/qcm abs. Dampfdruck vor der Maschine und 10,0 kg/qcm abs. Anfangsdruck im Zylinder durch.

Bei allen Versuchen war der Zylindermantel mit Dampf von der Eintrittspannung geheizt; das Vakuum im Kondensator wurde zwischen 65 und 30 cm Quecksilbersäule verändert.

Zu den einzelnen Zahlenreihen der Zahlentafel 2 sei mit Hinweis auch auf alle übrigen in dieser Abhandlung enthaltenen Zusammenstellungen folgendes bemerkt: Die Dampfdrücke sind stets als absolute Drücke angegeben, die Vakuumangaben beziehen sich auf den gemessenen Luftdruck; in der Zahlenreihe »Füllung« ist stets die wirkliche Füllung f_w eingetragen, deren Endpunkt beim Uebergang der Einströmlinie in die reine Expansionskurve liegt, Fig. 4. Als »theoretische Füllung« f_t ist diejenige gewählt, die durch den Schnittpunkt der nach rückwärts verlängerten Expansionskurve mit der den Druck vor der Maschine angebenden Wagerechten begrenzt wird. Die an den einzelnen Meßstellen gewogenen Dampfwassermengen sind in Hundertteilen des Gesamtverbrauches in die Zahlentafeln aufgenommen. Das »Tropfwasser« setzt sich aus allen Einzelverlusten durch Undichtheiten der Kolben- und Ventilstangen-Stopfbüchsen, der Sicherheitsventile am Zylinder usw. zusammen.

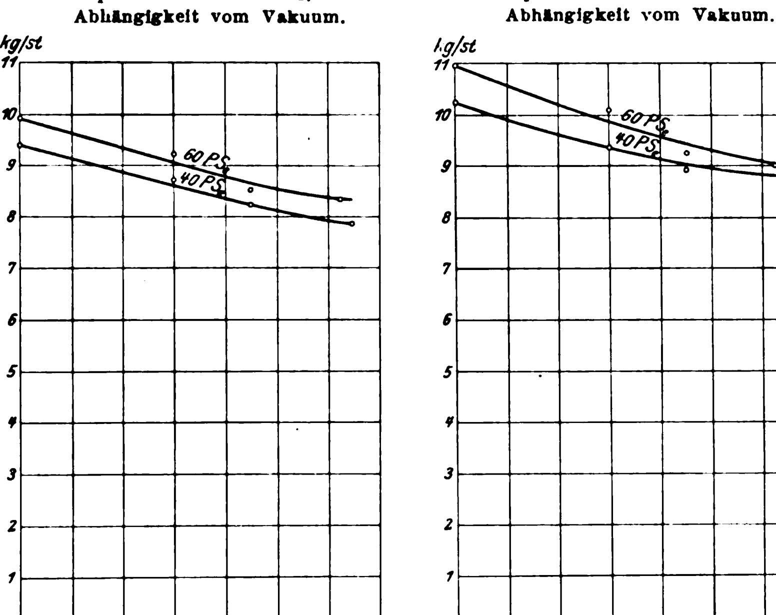
Fig. 4.



Der stündliche Dampfverbrauch für die indizierte Pferdestärke wurde bei der Nutzleistung von 40 PS durch die Verminderung des Vakuums im Kondensator von 90 vH auf 62 vH bezw. 42 vH von 7,88 kg auf 8,25 kg bezw. 8,74 kg gesteigert; bei unmittelbarem Auspuff in den Kondensator betrug der Dampfverbrauch 9,41 kg. Bei dem besten Vakuum von 90 vH im Kondensator war sonach der Dampfverbrauch um

$$\frac{9,41 - 7,88}{9,41} \cdot 100 = 15,3 \text{ vH}$$

niedriger als bei Auspuffbetrieb.



In den Figuren 5 und 6 ist der Dampfverbrauch für die PS_i- und die PS_e-Stunde in Abhängigkeit vom Vakuum dargestellt. Wie Fig. 5 zeigt, lassen die ermittelten Werte eine befriedigende Stetigkeit in der Aenderung des Dampfverbrauches mit dem Vakuum erkennen. Für die Nutzleistungen kann ein ebenso gleichmäßiger Verlauf nicht festgestellt werden, da der mechanische Wirkungsgrad diese Ergebnisse mit beeinflußt. Der mechanische Wirkungsgrad hängt bei einer verhältnismäßig so kleinen Maschine wesentlich vom Schmierzustand ab. Während η bei den Versuchen 2 bis 4 zwischen 92 und 93 vH schwankte, war es bei Versuch 1 nur 88 vH; dieser Unterschied von 4 vH kann selbstverständlich die Stetigkeit der Ergebnisse empfindlich stören.

Zweifellos war bei diesem Versuch die Schmierung der Zylinderwandungen ungenügend; hierauf läßt besonders der gegenüber den übrigen Versuchen zu geringe Manteldampfverbrauch schließen. Durch die ungenügende Schmierung wurde die Kolbenreibung und damit die Wärmeentwicklung in der Lauffläche erhöht und der Wärmeübergang vom Mantel an die Zylinderwandung vermindert.

Nach den Versuchen 2 bis 4 mußte auf einen Manteldampfverbrauch von mindestens 5,0 vH des Gesamtverbrauches gerechnet werden, während er sich nur zu 4,5 vH ergab. In Zahlentafel 2 ist der Manteldampfverbrauch in Hundertteilen des Gesamtdampfverbrauches angegeben; hiernach nimmt der verhältnismäßige Mantelverbrauch mit abnehmendem Vakuum ab, wie dies erwartet werden mußte, da auch das Temperaturgefälle zwischen Heizdampf und Arbeitsdampf mit abnehmendem Vakuum geringer wird.

In ganz gleicher Weise sind in Zahlentafel 2 die Er-

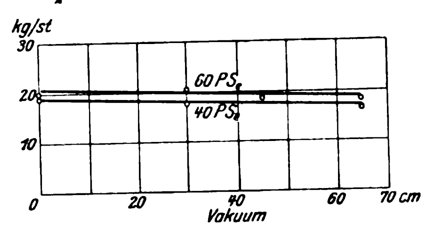
maschine.

mechanischer Wirkungsgrad η	Kondensat in vH des Gesamtdampfverbrauches			Dampfverbrauch		Dampfaustrittstemperatur
	Maschine	Mantel	Tropfwasser	für 1 PS_e-st kg	für 1 PS_i-st kg	°C
0,88	95,1	4,5	0,4	8,97	7,88	—
0,92	94,8	4,9	0,3	8,94	8,25	74,8
0,93	95,0	4,6	0,4	9,39	8,74	84,8
0,92	95,2	4,5	0,3	10,25	9,41	97,2
0,93	96,4	3,3	0,3	9,03	8,37	52
0,92	96,4	3,3	0,3	9,24	8,55	74,4
0,91	96,3	3,4	0,3	9,88	9,25	85,5
0,905	96,7	3,0	0,3	10,97	9,93	97,0

gebnisse der Versuche 5 bis 8 mit 60 PS Nutzleistung zusammengestellt. Der Dampfverbrauch für 1 PS_i-st betrug bei 86 vH Vakuum im Kondensator 8,37 kg und bei Auspuffbetrieb 9,93 kg. Bei bestem Vakuum war sonach der Dampfverbrauch um $\frac{9{,}93 - 8{,}37}{9{,}93} \cdot 100 = 15{,}7$ vH geringer.

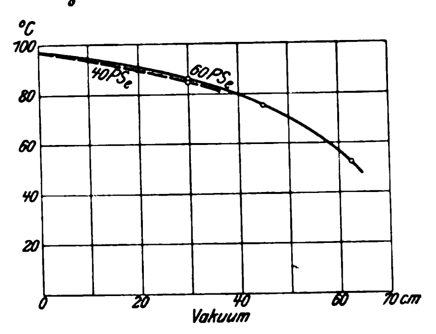
Die verhältnismäßige Aenderung des Dampfverbrauches war also für beide Belastungen nur sehr wenig verschieden. Wie die Figuren 5 und 6 zeigen, hat sich der Verbrauch für die PS_e-Stunde bei allen Versuchen mit 40 PS niedriger ergeben als bei denen mit 60 PS, als Folge der geringeren Gesamtexpansion des Dampfes bei der höheren Belastung.

Fig. 7. Mantelwasser für die Stunde.



In Fig. 7 sind die in der Stunde gewogenen Mantelwasser ebenfalls in Abhängigkeit vom Vakuum dargestellt. Mit zunehmender Belastung und abnehmendem Vakuum, also zunehmendem Dampfverbrauch, wächst der Manteldampfverbrauch; da das Temperaturgefälle gleichzeitig abnimmt, kann der gesteigerte Wärmeübergang durch die Zylinderwand nur eine Folge stärkerer Benetzung der inneren Zylinderfläche durch die größere Dampfmenge sein.

Fig. 8. Dampfeintrittemperaturen.



Die beim Eintritt in den Kondensator gemessenen Dampftemperaturen sind in Fig. 8 für beide Versuchsgruppen mit der Einzylindermaschine zur Darstellung gebracht; die gemessenen Temperaturen entsprechen fast vollkommen den in den Zahlentafeln für Wasserdampf für die gleichen Drücke angegebenen Werten. In den Figuren 9 und 10 sind die mittleren Indikatordiagramme, wie sie für 40 und 60 PS_e abgenommen wurden, dargestellt. Die unter den Ausströmlinien gezeichneten Wagerechten lassen den Druckverlust zwischen Zylinder und Kondensator erkennen.

Um den Versuchsergebnissen eine allgemeinere Verwendbarkeit zu sichern, bestimmte man für die einzelnen Versuchsreihen diejenigen Größen, die für die Konstruktion und Bewertung der Diagramme andrer Maschinen wertvoll sein können. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen sind in

Fig. 9. Indikatordiagramme bei 40 PS_e (Versuch 1 bis 4).

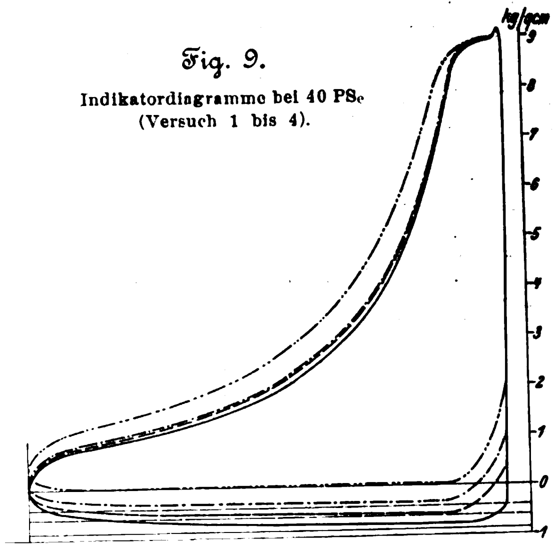
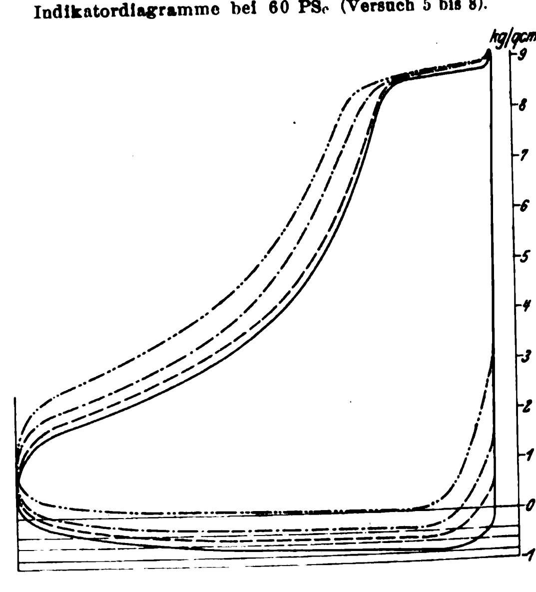


Fig. 10. Indikatordiagramme bei 60 PS_e (Versuch 5 bis 8).



Zahlentafel 3 zusammengestellt. Die »theoretische Füllung« ist auf den Dampfdruck vor der Maschine bezogen; die spezifische Dampfmenge ist für das Ende der Expansion unter der Annahme berechnet, daß der Dampf zu Beginn der Kompression im Zylinder trocken gesättigt sei. Der Exponent n

Zahlentafel 3. Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch. Einzylindermaschine.

Nummer des Versuches	Art des Dampfes	Mantelheizung	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm	Dampfdruck im Kondensator kg/qcm	indizierte Leistung PS	Dampfverbrauch für 1 PS_i-st kg	theoretische Füllung im Zylinder vH	Expansionsverhältnis ε	spezifische Dampfmenge x am Ende der Expansion	Exponent n der Expansionskurve	η_g
1	gesättigter Dampf	Mantel geheizt	10,1	0,10	46,2	7,88	10,9	6,6	0,80	1,00	0,66
2			10,1	0,38	44,2	8,25	11,0	6,6	0,83	0,98	0,68
3			10,1	0,58	43,7	8,74	11,7	6,3	0,84	1,00	0,69
4			10,1	1,02	44,0	9,41	14,5	5,4	0,84	1,04	0,73
5			10,1	0,14	65,3	8,37	22,0	3,9	0,87	1,03	0,73
6			10,1	0,38	65,7	8,55	23,0	3,9	0,87	1,00	0,75
7			10,1	0,59	66,3	9,25	24,7	3,5	0,83	1,01	0,75
8			10,1	1,01	66,7	9,98	28,7	3,1	0,87	1,02	0,78

der Expansionskurve ist für zwei Punkte derselben berechnet, die möglichst nahe bei ihrem Anfang und Ende liegen. Schließlich ist der Gütegrad η_g des Arbeitsprozesses im Verhältnis zu dem vom Verein deutscher Ingenieure in den Normen für Leistungsversuche an Dampfmaschinen angegebenen berechnet. Als obere Druckgrenze wurde der Dampfdruck unmittelbar vor der Maschine, als untere der Druck im Kondensator angenommen.

Zur Erläuterung des Rechnungsganges sei die Ermittlung der Werte x, n und η_g für den Versuch 8 der Zahlentafel 3 durchgeführt.

Die spezifische Dampfmenge x, d. i. das Verhältnis des sichtbaren Dampfgewichtes zum tatsächlich verbrauchten, wurde für den mittleren Diagrammsatz am Ende der Expansionslinie bestimmt. Das sichtbare Dampfgewicht für eine Zylinderseite ist bekanntlich:

$$\text{Hubvolumen mal } \frac{\text{Abszisse des Diagrammes zwischen Expansions- und Kompressionslinie}}{\text{Diagrammlänge}} \text{ mal spezifisches Gewicht des Dampfes.}$$

Durch Einsetzen der Zahlenwerte erhalten wir für die Kurbelseite

$$0{,}02264 \cdot \frac{82{,}1}{93{,}9} \cdot 1{,}104 = 0{,}0219 \text{ kg}$$

und für die Außenseite

$$0{,}02381 \cdot \frac{80{,}7}{92{,}5} \cdot 1{,}114 = 0{,}0232 \text{ kg};$$

das sichtbare Dampfgewicht für eine Umdrehung gleich der Summe aus beiden ist sonach $0{,}0219 + 0{,}0232 = 0{,}0451$ kg.

Das während der Versuchzeit von 90 min gemessene Kondensat betrug 590,4 kg, die Umlaufzahl im Mittel 122,0; der Dampfverbrauch für eine Umdrehung war also

$$= \frac{890{,}4}{90 \cdot 122{,}0} = 0{,}0538 \text{ kg}.$$

Die spezifische Dampfmenge x berechnet sich daher zu

$$x = \frac{0{,}0451}{0{,}0538} = 0{,}84.$$

Der Exponent n der polytropischen Kurve $p v^n$ wurde nach der Formel $n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_2 - \lg v_1}$ berechnet. p sind dabei die absoluten Drücke, v die absoluten Rauminhalte; bei Punkt 1 beginnt die Expansion, bei Punkt 2 endigt sie. Für den vorliegenden Fall ergaben die mittleren Diagramme folgende Werte:

	p_1	p_2	v_2	v_1
Kurbelseite	43,0	10,1	91,0	22,5
Außenseite	48,0	12,0	89,0	23,5

Setzt man diese Zahlen in die obige Formel ein, so erhält man n für die Kurbelseite zu 1,034, für die Außenseite zu 1,041, also im Mittel 1,04.

Nach dem Vorschlage des Vereines deutscher Ingenieure ist die von 1 kg Dampf in der Stunde geleistete indizierte Arbeit N_i (in PS) mit der indizierten Arbeit N_i^0 in PS zu vergleichen, die von 1 kg Dampf eine Stunde lang in der untersuchten Maschine bei dem vorhandenen Expansionsgrade, bei der Eintrittspannung p_1 (vor der Maschine gemessen) und der Austrittspannung p_0 (hinter der Maschine gemessen) geleistet würde, wenn Arbeitsverluste durch den schädlichen Raum, durch die Wärmebewegung in den Wandungen, durch Drosselung und durch Undichtheiten nicht entständen.

Diese Arbeit ist für Sattdampf durch die Formel

$$N_i^0 = \frac{p_1 v_1}{27}\left(8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0{,}135}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right)$$

ausgedrückt, unter der Annahme, daß die spezifische Dampfmenge x des zuströmenden Dampfes = 1 ist.

Zur Bestimmung des Expansionsverhältnisses ε wurde die Expansionslinie bis zum Schnittpunkt mit der den Druck vor der Maschine begrenzenden Wagerechten verlängert; dann ist

$$\varepsilon = \frac{\text{Diagrammlänge + schädlicher Raum}}{\text{reduzierte Füllung + schädlicher Raum}}$$

Für die Kurbelseite ist $\varepsilon = 5{,}27$, für die Außenseite $= 5{,}55$, also im Mittel $= 5{,}41$. p_1 war nach den Aufschreibungen 10,1 kg/qcm, $v_1 = 0{,}198$ cbm/kg, $p_0 = 1{,}0$ kg/qcm.

Die oben angegebene Formel liefert für diese Werte

$$N_i^0 = 0{,}146 \text{ PS}.$$

Der Dampfverbrauch der Maschine für 1 PS$_i$-st betrug 9,41 kg; folglich ist

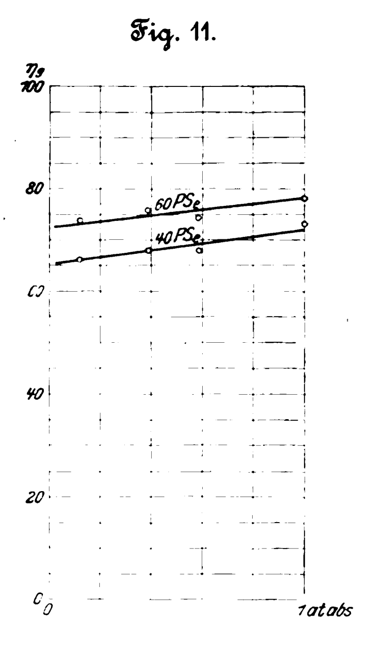
$$N_i = \frac{1}{9{,}41} = 0{,}106 \text{ PS}$$

und

$$\eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{0{,}106}{0{,}146} = 0{,}73.$$

Für die Versuche mit 40 PS$_e$ steigt η_g beim Uebergang vom besten Vakuum zum Auspuffbetrieb von 0,66 bis 0,73, während sich für die Versuche bei 60 PS diese Steigerung von 0,73 bis 0,78 bewegt. Der Exponent der Expansionskurve liegt bei allen Versuchen sehr nahe bei 1,0 und wächst ebenfalls mit abnehmendem Vakuum; in gleicher Weise ändert sich die spezifische Dampfmenge x am Ende der Expansion.

Fig. 11.



In Fig. 11 sind die Werte η_g für die Leistungen von 40 und 60 PS zeichnerisch dargestellt. Von den im vorstehenden besprochenen, insbesondere durch die Unsicherheit der Reibungsarbeit bedingten kleinen Unregelmäßigkeiten abgesehen, zeigen die Werte einen befriedigend stetigen Verlauf.

Ergebnisse der Versuche mit der Zweizylindermaschine.

In gleicher Weise wie für die Einzylindermaschine sind die Ergebnisse der Versuche mit der Zweizylindermaschine in Zahlentafel 4 zusammengestellt. Diese und insbesondere Fig. 12 lassen den **wesentlich größeren Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch der Zweifach-Expansionsmaschine** erkennen. Außerdem zeigt Fig. 12, daß die festgestellten Verbrauchzahlen, in Abhängigkeit vom Vakuum aufgetragen, sowohl für 40 als für 60 PS eine vollkommen stetig verlaufende Linie ergaben, woraus auf die große Sicherheit dieser Ergebnisse geschlossen werden kann. Mit dem Uebergang vom Auspuffbetrieb auf 90 vH Vakuum im Kondensator sinkt der Gesamtdampfverbrauch für 1 PS$_i$-st bei 40 PS um

$$\frac{8{,}88 - 6{,}16}{8{,}88} \cdot 100 = 30{,}6 \text{ vH}$$

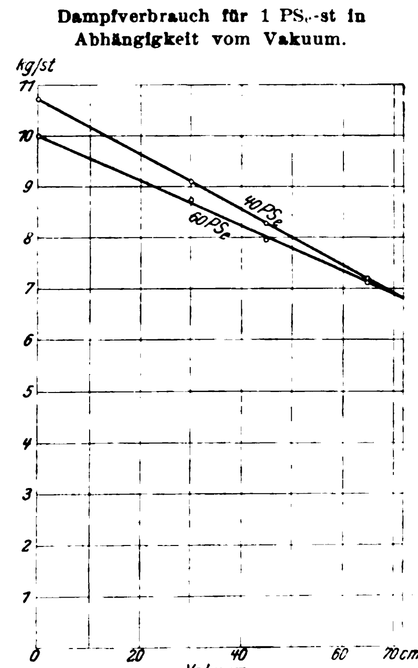
und bei 60 PS um

$$\frac{8{,}44 - 6{,}12}{8{,}44} \cdot 100 = 27{,}5 \text{ vH}.$$

Für die PS$_e$-Stunde beträgt die Abnahme bei 40 PS

Fig. 12.

Dampfverbrauch für 1 PS$_i$-st in Abhängigkeit vom Vakuum.



Zahlentafel 4. Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch.

Nr. des Versuches		Nutzleistung	Uml/min	Dampfdruck		Vakuum im Kondensator		Luftdruck	Vakuum im Kondensator in vH des Luftdruckes	Hochdruckzylinder				Niederdruckzylinder					
				vor der Maschine	im Aufnehmer	cm Hg	kg/qcm			Anfangsdruck		Füllung		Anfangsdruck		Füllung		Vakuum	
										Kurbelseite	Außenseite	Kurbelseite	Außenseite	Kurbelseite	Außenseite	Kurbelseite	Außenseite	Kurbelseite	Außenseite
		PS		abs. kg/qcm	abs. kg/qcm			cm Hg		abs. kg/qcm	abs. kg/qcm	vH	vH	abs. kg/qcm	abs. kg/qcm	vH	vH	kg/qcm	kg/qcm
1	Sattdampf, beide Mäntel geheizt; Dampfdruck im Hochdruckmantel gleich dem Druck vor der Maschine; Druck im Niederdruckmantel 4 kg/qcm abs.	40	123,1	10,1	1,21	65,1	0,89	72,0	91	9,8	10,0	9,3	10,0	1,30	1,25	40,5	43	0,82	0,85
2			122,3	10,1	1,53	44,8	0,61	72,0	62	9,9	10,0	13,0	14,0	1,75	1,60	41	43	0,59	0,60
3			122,3	10,1	1,86	29,8	0,40	72,0	41	9,9	10,0	16,0	17,5	2,15	1,95	40	42	0,40	0,40
4			121,8	10,1	2,30	—	—	71,6	—	9,9	9,9	20,5	23,0	2,55	2,40	39,5	42,5	—	—
5		60	122,0	10,1	1,87	64,3	0,88	71,4	90	10,0	10,0	19,5	21,0	2,0	1,85	40	42	0,82	0,85
6			121,3	10,1	2,25	44,9	0,61	71,4	63	10,0	10,0	24	25	2,45	2,30	40	42	0,53	0,58
7			120,4	10,1	2,45	29,9	0,41	71,4	42	10,05	10,0	27,5	28	2,70	2,50	40	41	0,38	0,40
8			120,2	10,1	2,98	—	—	71,6	—	10,0	9,9	34	38	3,30	3,10	39	42	—	—

$$\frac{10,70 - 7,17}{10,70} \cdot 100 = 33 \text{ vH}$$

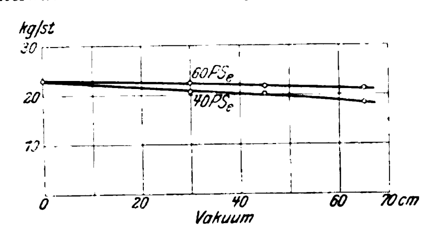
und bei 60 PS

$$\frac{10,0 - 7,13}{10,0} \cdot 100 = 28,7 \text{ vH}.$$

In Fig. 13 bis 15 sind die Mäntelwasser für beide Zylinder getrennt und für beide zusammen dargestellt. Beim Hochdruckzylinder nimmt, wie bei der Einzylindermaschine,

Fig. 13.

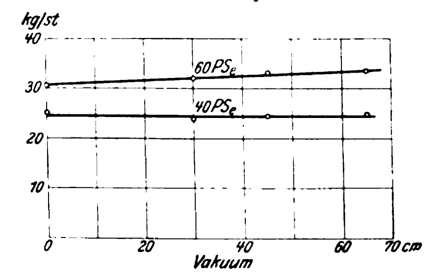
Mantelwasser des Hochdruckzylinders für die Stunde.



der Manteldampfverbrauch im Verhältnis zum Gesamtdampfverbrauch mit abnehmendem Vakuum ab, während der stündliche Gesamtdampfverbrauch dieses Mantels mit abnehmendem Vakuum wächst. Beim Niederdruckzylinder nimmt sowohl der verhältnismäßige als der gesamte Manteldampfverbrauch mit zunehmendem Vakuum, also wachsendem Temperaturgefälle, zu; ganz besonders deutlich ist dies bei den Versuchen mit 60 PS_e der Fall. Wie schon im vorstehenden

Fig. 14.

Mantelwasser des Niederdruckzylinders für die Stunde.



mitgeteilt wurde, hat man bei allen Versuchen den Mantel des Niederdruckzylinders mit Dampf von 4 kg/qcm abs. geheizt.

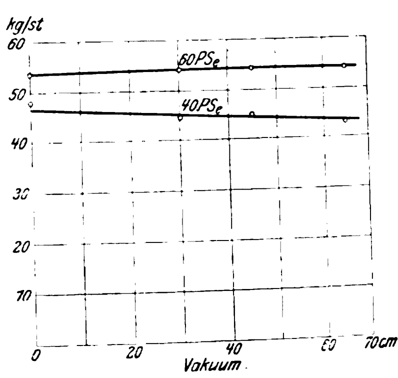
Die beim Eintritt des Dampfes in den Kondensator gemessenen Dampftemperaturen sind in Fig. 16 zeichnerisch dargestellt; auch sie stimmen mit den für die gleichen Drücke den Dampftabellen zu entnehmenden Temperaturwerten vollkommen überein.

Schließlich sind in Fig. 17 und 18 die den Leistungen von 40 und 60 PS_e annähernd entsprechenden Indikatordiagramme rankinisiert wiedergegeben, und zwar für Auspuff sowie 30 und 65 cm Vakuum. Die in die Diagramme eingezeichneten Wagerechten lassen die Druckverluste zwischen Kondensator und Niederdruckzylinder erkennen.

Zahlentafel 5 enthält die bei der weiteren Bearbeitung der Versuchsergebnisse gewonnenen Werte, insbesondere die

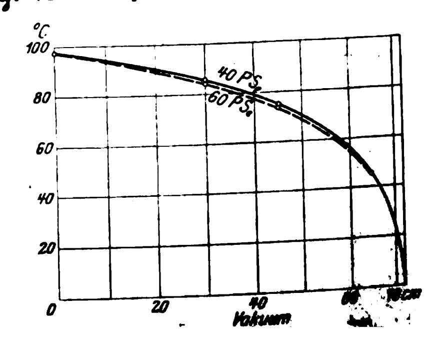
Fig. 15.

Summe der Mantelwasser für die Stunde.



spezifische Dampfmenge x am Ende der Expansion im Hochdruckzylinder, den Exponent n der Expansionskurve des Hochdruckzylinders, für die beiden äußersten Punkte berechnet, die theoretische, auf den Druck vor der Maschine bezogene Füllung, das Gesamtexpansionsverhältnis ε und schließlich

Fig. 16. Dampfeintrittemperaturen am Kondensator.



das Verhältnis η_g der wirklich geleisteten Arbeit zu derjenigen der verlustlosen Maschine im Sinne der Definition des Vereines deutscher Ingenieure. Bei der Leistung von 40 PS ergibt sich eine Zunahme des Wertes η_g vom besten Vakuum zum Auspuff von 0,65 auf 0,82; bei der Leistung von 60 PS erhöht sich der Wert von 0,71 auf 0,80. Die Werte von η_g sind in Fig. 19 auch zeichnerisch dargestellt. Besonders der Verlauf der Kurve für die Leistung von 40 PS läßt den sehr

Zweizylindermaschine.

Maschinenleistung: indizierte Leistung, Hochdruckzylinder PS	Niederdruckzylinder PS	Gesamtleistung PS	Bremsleistung PS	mechanischer Wirkungsgrad η	Kondensat in vH des Gesamtdampfverbrauches: Maschine	Hochdruckmantel	Niederdruckmantel	Tropfwasser	stündl. Dampfverbrauch für 1 PSe-st kg	für 1 PSi-st kg	Dampfaustrittemp. hinter dem Niederdruckzylinder °C
24,0	23,4	47,4	40,7	0,86	84,9	6,2	8,5	0,4	7,17	6,16	45,7
25,9	22,1	48,0	40,5	0,84	86,1	6,1	7,1	0,4	8,26	6,96	75,5
26,8	22,5	49,3	40,5	0,82	87,5	5,6	6,5	0,4	9,10	7 47	86
29,9	18,6	48,5	40,3	0,83	88,5	5,3	5,8	0,4	10,70	88,8	98
33,2	38,0	71,2	61,1	0,86	87,2	4,8	7,6	0,4	7,13	6,12	46
34,4	38,0	72,4	60,8	0,84	88,4	4,1	6,8	0,4	7,96	6,68	74
36,2	36,4	72,6	60,3	0,83	89,3	4,2	6,1	0,4	8,74	7,26	84,4
37,5	34,0	71,5	60,2	0,84	90,8	3,8	5,1	0,3	10,0	8,44	98,5

ungünstigen Einfluß der Eintrittkondensation bei geringer Füllung im Hochdruckzylinder erkennen.

B) Steigerung der Auspuffspannung.

Die Zeitschrift des Bayerischen Revisions-Vereines (1906 Nr. 15) enthält eine Abhandlung über Abdampfkochung für kleinere und mittlere Bierbrauereien, in der ich nachzuweisen versucht habe, daß es in vielen Fällen, wo man jetzt noch Kondensationsmaschinen anwendet, zweckmäßig sein kann, mit Auspuffmaschinen zu arbeiten und den Auspuffdampf für alle in der Brauerei vorkommenden Heizzwecke, also Warmwasserbereitung, Bierkochung, Trebertrocknung, Gebäudeheizung usw. zu verwenden. Das Gleiche gilt auch für andre Betriebe, wenn es möglich ist, allen Abdampf einer Auspuffmaschine für Heizzwecke auszunutzen. Soll der Abdampf für alle Zwecke verwendbar sein, so muß er nicht selten mit höherem als Atmosphärendruck zur Verfügung gestellt werden. Durch die in diesem Abschnitt zu besprechenden Versuche wurde der Einfluß gesteigerten Gegendruckes auf den Dampfverbrauch der Einzylindermaschine festgestellt. Diese Versuche auch auf die Zweifach-Expansionsmaschine auszudehnen, wäre zwecklos, da bei höheren Gegendrücken die Teilung des Druck- und des Temperaturgefälles in der Maschine keinen Nutzen mehr erwarten läßt, der die damit verbundene Erhöhung der Anschaffungskosten der Maschine rechtfertigen würde.

Die Versuche wurden mit der Hochdruckhälfte der Versuchsmaschine in der Weise durchgeführt, daß man in die Verbindungsleitung zwischen Zylinder und Kondensator

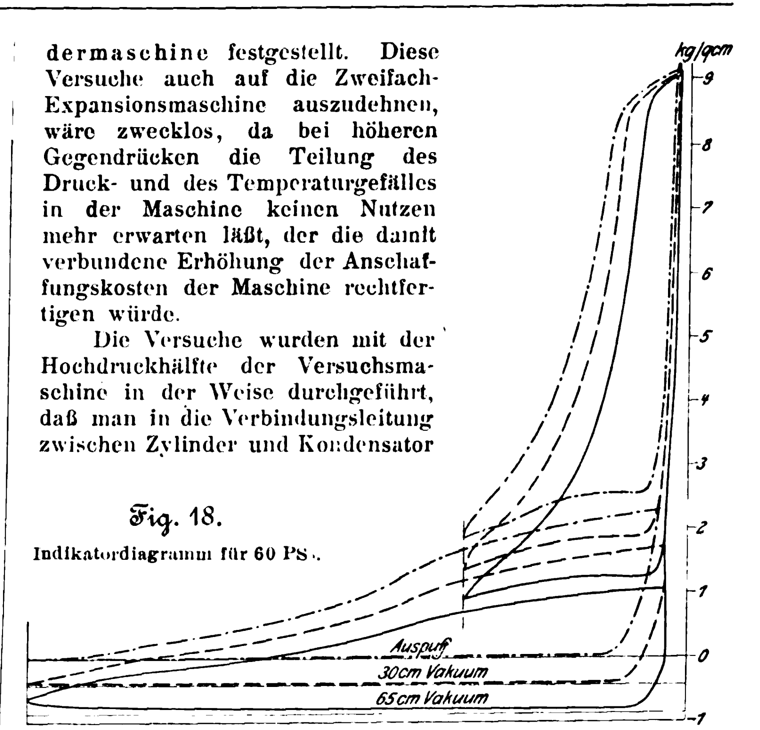


Fig. 18.

Indikatordiagramm für 60 PSi.

eine Drosselklappe einschaltete, die jeweils auf den gewünschten Druck hinter der Maschine eingestellt wurde. Die Versuche erstreckten sich auf gesättigten und überhitzten Dampf von 8, 10, 12 und 14 kg/qcm abs. und auf Gegendrücke von 1,0, 1,5, 2,0, 2,5, 3,0 und 4,0 kg/qcm abs. Bei Sattdampf war der Zylindermantel mit Dampf von Eintrittspannung geheizt; bei überhitztem Dampf war die Mantelheizung ausgeschaltet. Bei allen Versuchen betrug die Nutzleistung der Maschine etwa 40 PS. Die Dampftemperatur wurde unmittelbar nach dem Austritt aus den Auslaßventilen gemessen.

Die Hauptergebnisse der Versuche enthält Zahlentafel 6. Die ermittelten Dampfverbrauchzahlen für die PSe-Stunde sind in Fig. 20 in Abhängigkeit vom Gegendruck auch zeichnerisch dargestellt. Alle in dieser Figur gemachten Druckangaben sind Ueberdrücke über der Atmosphäre. Für den höchsten Gegendruck von 4,0 kg/qcm abs. wurde bei 140 kg/qcm abs. Anfangsdruck und 275° C Dampftemperatur der Dampfverbrauch für die Nutzpferdestärke zu nur 13 kg/st ermittelt. Wie

Fig. 19.

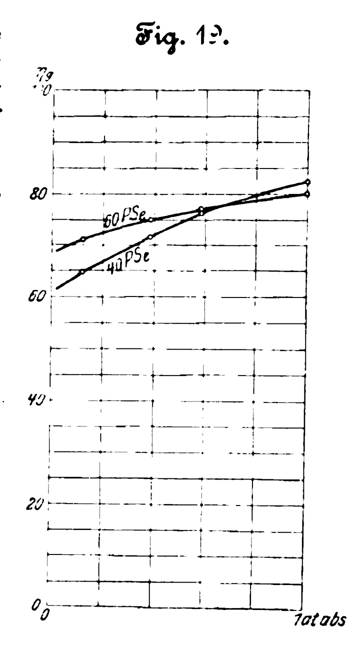


Fig. 17.

Indikatordiagramm für 40 PSi.

Zahlentafel 5. Einfluß des Vakuums auf den Dampfverbrauch. Zweizylindermaschine.

Nr. des Versuches	Art des Dampfes	Mantelheizung	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm	Dampfdruck im Kondensator kg/qcm	indizierte Leistung PS	Dampfverbrauch für 1 PSi-st kg	theoretische Füllung im Hochdruckzylinder vH	Gesamtexpansionsverhältnis	spezifische Dampfmenge x im Hochdruckzylinder	spezifische Dampfmenge x im Niederdruckzylinder	Exponent n der Expansionskurve im Hochdruckzylinder	η_g
1	gesättigter Dampf	beide Mäntel geheizt	10,1	0,10	47,4	6,16	6,6	26,2	0,75	1,00	0,96	0,65
2			10,1	0,38	48,0	6,96	9,7	20,5	0,77	1,00	0,97	0,71
3			10,1	0,59	49,3	7,47	11,9	17,8	0,78	0,96	0,96	0,77
4			10,1	1,01	48,5	8,88	17,1	13,7	0,85	0,99	1,01	0,82
5			10,1	0,10	71,2	6,12	15,3	14,8	0,80	0,96	0,99	0,71
6			10,1	0,37	72,4	6,68	19,4	12,4	0,84	0,91	0,99	0,76
7			10,1	0,58	72,6	7,26	22,0	11,2	0,86	0,98	1,02	0,77
8			10,1	1,02	71,5	8,44	28,7	9,0	0,89	0,98	1,02	0,80

Zahlentafel 6. Einfluß des Gegendruckes auf den Dampfverbrauch der

Nr. des Versuches	Art des Dampfes	Mantelheizung	Dampfdruck kg/qcm abs.	Uml./min	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm abs.	Gegendruck vor der Drosselklappe kg/qcm abs.	Anfangsdruck im Zylinder		Füllung		Gegendruck im Zylinder		Maschinenleistung		mechanischer Wirkungsgrad η
							Kurbelseite kg/qcm abs.	Außenseite kg/qcm abs.	Kurbelseite vH	Außenseite vH	Kurbelseite kg/qcm abs.	Außenseite kg/qcm abs	indizierte Leistung PS	gebremste Leistung PS	
1	Sattdampf	Mantel geheizt	8	120,6	8,1	—	8,1	8,1	27,5	29,0	1,03	1,03	44,4	40,0	0,90
2				119,7	8,1	1,51	8,1	8,05	33,5	36,0	1,60	1,54	43,7	39,6	0,91
3			10	121,8	10,1	—	10,0	10,0	18,0	20,0	1,02	1,02	44,0	40,35	0,92
4				121,7	10,1	—	10,1	10,1	18,0	19,0	1,02	1,02	44,6	40,3	0,905
5				121,5	10,1	1,52	10,05	10,0	22,0	24,0	1,56	1,54	43,7	40,2	0,92
6				120,9	10,1	1,97	10,1	10,1	26,5	28,0	2,03	2,00	44,0	40,0	0,91
7				120,9	10,1	2,54	10,1	10,1	33,3	35,5	2,60	2,60	44,5	39,9	0,90
8			12	122,5	12,1	—	11,9	11,8	13,0	13,0	1,03	1,03	43,9	40,6	0,92
9				121,7	12,1	2,10	11,8	11,9	20,8	22,4	2,10	2,03	45,0	40,3	0,90
10				120,9	12,1	2,99	12,1	12,2	20,0	29,5	2,98	2,92	44,6	40,0	0,90
11	überhitzter Dampf	Mantel nicht geheizt	10	121,5	10,1	—	10,2	10,1	20,5	21,0	1,02	1,02	44,1	40,3	0,91
12				120,8	10,1	1,52	10,2	10,2	24,5	25,5	1,57	1,51	44,5	40,9	0,90
13				119,8	10,1	2,51	10,4	10,2	35,5	35,0	2,56	2,47	45,2	39,6	0,88
14			12	122,2	12,1	—	12,0	12,0	15,0	14,5	1,04	1,02	43,6	40,4	0,93
15				121,9	12,1	1,99	12,1	12,1	21,5	22,5	2,05	1,97	44,5	40,3	0,90
16				120,7	12,1	3,04	12,2	12,2	31,0	31,5	3,01	2,93	44,2	40,0	0,90
17			14	121,8	14,1	3,93	14,5	14,5	30,8	30,3	4,20	4,30	45,1	40,3	0,89
			14	122,9	14,1	—	14,0	14,0	10,5	10,5	1,04	1,04	44,1	40,6	0,92

die Temperaturmessungen hinter der Maschine ergeben haben, hat der Dampf bei Betrieb mit Ueberhitzung bei allen Versuchen mit gesteigertem Gegendruck die Maschine mäßig überhitzt verlassen. Bei 4,0 kg/qcm abs. Gegendruck betrug die Ueberhitzung des austretenden Dampfes 10° C.

In der gleichen Weise wie für die Versuche mit abgeschwächtem Vakuum sind auch hier die für die wissenschaftliche Beurteilung der Diagramme erforderlichen Werte ermittelt und in Zahlentafel 7 zusammengestellt. Von großem Interesse wird auch hier die erhebliche Steigerung des Gütegrades η_g der Maschine einerseits durch die Steigerung des Gegendruckes, anderseits durch die Ueberhitzung sein. Bei den Sattdampfversuchen bewegte sich der Gütegrad η_g zwischen 0,72 und 0,82, bei denen mit überhitztem Dampf zwischen 0,79 und 0,92. Der Exponent n der Expansionskurve stieg bei den Versuchen mit Ueberhitzung bis auf den Wert $n = 1,20$, während er sich bei den Versuchen mit gesättigtem Dampf sehr nahe bei 1,0 bewegte. In Fig. 21 sind die

Zahlentafel 7. Einfluß des Gegendruckes auf den Dampfverbrauch der Einzylindermaschine.

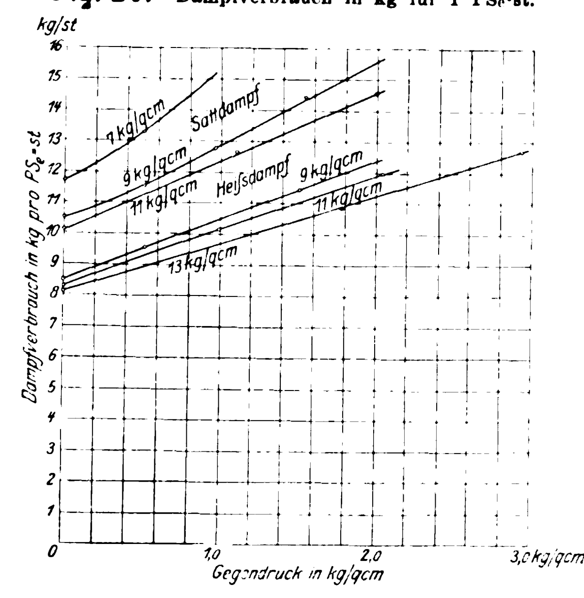
Nummer des Versuches	Dampftemperatur	Mantelheizung	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm abs	Dampfdruck vor der Drosselklappe kg/qcm abs.	indizierte Leistung PS	Dampfverbrauch für 1 PSi-st kg	theoretische Füllung vH	Expansionsverhältnis ε	spezifische Dampfmenge x am Ende der Expansion	Exponent n der Expansionskurve	η_g
1	gesättigter Dampf	Mantel geheizt	8,1	1,00	44,4	10,59	22,8	3,77	0,87	1,027	0,737
2			8,1	1,51	43,7	12,06	28,2	3,16	0,87	1,015	0,769
3			10,1	1,00	44,0	9,68	14,2	5,30	0,80	0,965	0,722
4			10,1	1,00	44,6	9,52	14,2	5,30	0,84	1,038	0,719
5			10,1	1,52	43,7	10,63	17,8	4,55	0,87	0,989	0,756
6			10,1	1,97	44,0	11,62	21,8	3,90	0,90	1,007	0,779
7			10,1	2,54	44,5	12,96	27,9	3,17	0,91	1,011	0,818
8			12,1	1,00	43,9	9,33	10,0	6,99	0,84	0,976	0,675
9			12,1	2,09	45,0	11,33	16,8	4,80	0,85	0,998	0,746
10			12,1	2,99	44,6	13,05	22,9	3,76	0,86	1,050	0,803
11	überhitzter Dampf	Mantel nicht geheizt	10,1	1,00	44,1	7,74	16,3	4,95	0,90	1,167	0,840
12			10,1	1,52	44,5	8,59	20,1	4,18	0,93	1,170	0,875
13			10,1	2,51	45,2	10,25	29,2	3,06	0,98	1,195	0,925
14			12,1	1,00	43,6	7,69	11,5	6,33	0,92	1,096	0,785
15			12,1	1,99	44,5	9,18	17,8	4,60	0,94	1,104	0,850
16			12,1	3,04	44,2	10,79	24,4	3,58	0,95	1,174	0,908
17			14,1	3,93	45,1	11,29	24,5	3,57	1,01	1,122	0,919

Einzylindermaschine.

Kondensat in vH des Gesamtdampfverbrauches			stündlicher Dampfverbrauch		Dampftemperaturen am Zylinder			
					Eintritt		Austritt	
Maschine	Mantel	Tropfwasser	für 1 PS_e-st kg	für 1 PS_i-st kg	Kurbelseite °C	Außenseite °C	Kurbelseite °C	Außenseite °C
95,2	4,4	0,4	11,74	10,59	—	—	101	101
95,6	4,0	0,4	13,32	12,06	—	—	112	112
94,7	4.9	0,4	10,55	9,68	—	—	100	100
94,6	5,0	0,4	10,52	9,52	—	—	100	101
95,1	4,5	0,4	11,56	10,63	—	—	112	112
95,5	4,1	0 4	12,77	11,62	—	—	121	120
96,3	3,4	0,3	14,42	12,96	—	—	129	129
93,4	6,1	0,5	10,10	9,33	—	—	101	101
94,4	5 2	0 4	12,64	11,33	—	—	123	123
95,5	4,0	0,5	14,55	13,05	—	—	134	134
99,7	—	0,3	8,47	7,74	257	258	101	101
99,7	—	0,3	9,56	8,59	249	249	112	112
99,9	—	0,1	11 42	10,25	260	260	131	130
99,6	—	0,4	8,29	7,69	260	262	100	101
99,8	—	0,2	10,13	9,18	258	259	121	121
99,6	—	0,1	11,95	10,79	264	264	138	138
100,0	—	—	12,65	11,29	277	274	152	152
100,0	—	—	8,1	7,45	275	275	—	—

Gütegrade η_g in Abhängigkeit von den Gegendrücken für die Leistung von 40 PS zeichnerisch dargestellt. Da bei dieser Leistung und dem Anfangsdruck von 10 kg/qcm abs. sowohl Versuche mit gesteigertem Gegendruck als mit geschwächtem Vakuum vorliegen, konnten die Ergebnisse dieser voneinander unabhängig durchgeführten Untersuchungen hier ge-

Fig. 20. Dampfverbrauch in kg für 1 PS_e-st.



meinsam verwendet werden. Sämtliche gemessenen Werte fallen mit sehr befriedigender Genauigkeit in eine Gerade Die mit 12 kg/qcm abs. Anfangsdruck und dem gleichen Anfangsdruck mit Ueberhitzung durchgeführten Untersuchungen lieferten ebenfalls Ergebnisse, die einen vollkommen stetigen Verlauf der Aenderungen des Gütegrades mit dem Gegendruck erkennen lassen.

In Fig. 22 und 23 sind zwei bei 9 und 11 kg/qcm Ueberdruck entnommene Diagrammsätze mit verschiedenen Gegendrücken dargestellt.

Die Verbesserung des Gütegrades der Maschine lassen in sehr klarer Weise auch die in Fig. 24 dargestellten Wärmediagramme erkennen, die für die Leistung von 40 PS bei 10 kg/qcm abs. Anfangsdruck gezeichnet sind, und zwar

Fig. 21.

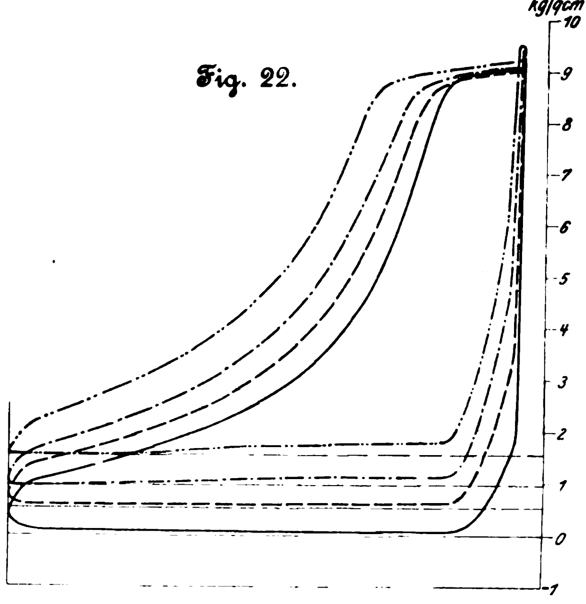


Fig. 22.

Fig. 23.

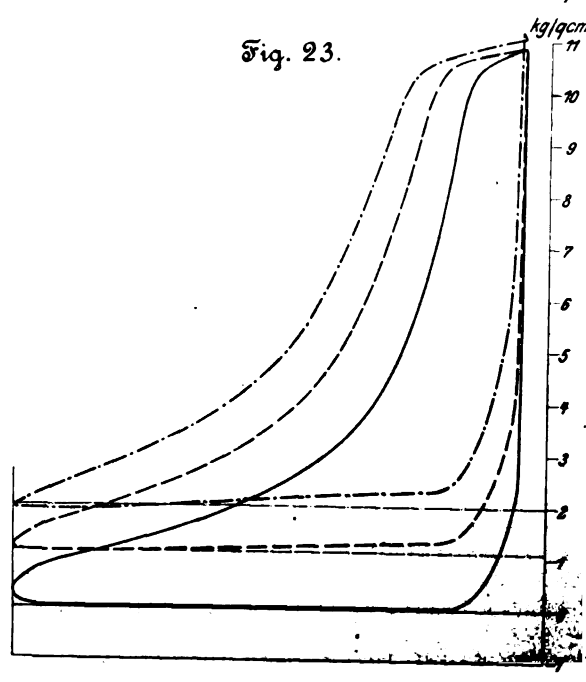
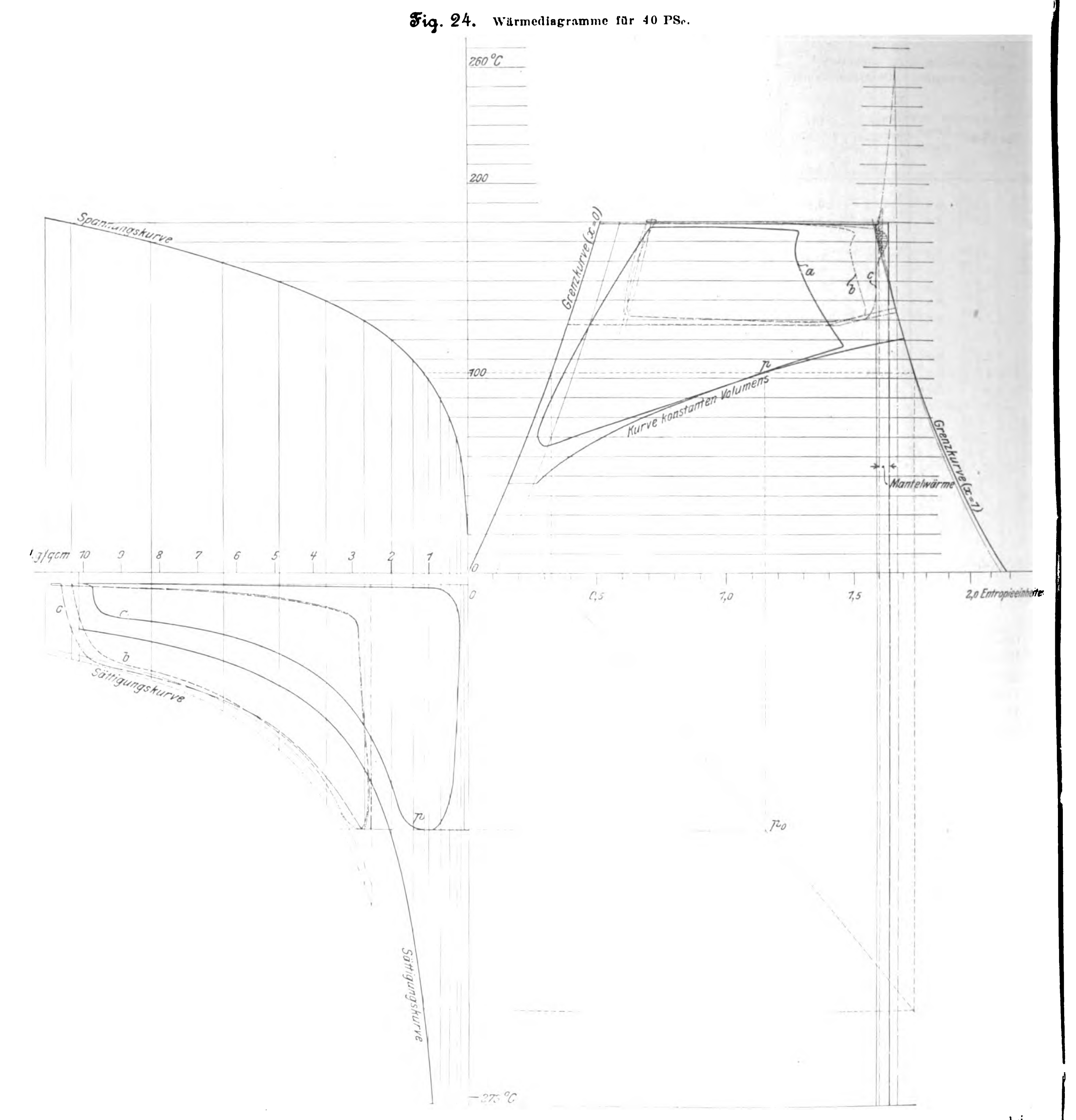




Fig. 24. Wärmediagramme für 40 PS$_e$.



a) für Sattdampf und 65 cm Hg Vakuum,

b) für Sattdampf und 2,5 kg/qcm abs. Gegendruck,

c) für überhitzten Dampf von 270°C und 2,5 kg/qcm abs. Gegendruck.

Die Diagramme sind unter Benutzung des von Prof. **Boulvin** in Gent angegebenen Verfahrens konstruiert, das Prof. Dr. **Schröter** in seiner Arbeit[1]) über die Versuche an der Maschine von Van den Kerchove in Gent in eingehender Weise erläutert und angewandt hat.

Die Abbildung der Expansionskurven im Wärmediagramm läßt deutlich den großen Einfluß des Gegendruckes und der Ueberhitzung erkennen. Für das Sattdampfdiagramm *a* bei Kondensationsbetrieb ist naturgemäß infolge der geringen Zylinderfüllung und des großen Temperaturgefälles der Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwand am größten; der Abstand der Abbildungen der Expansionskurven von *a* und *b* gibt ein Bild von dem Einfluß des gesteigerten Gegendruckes und des dadurch stark verminderten Temperaturgefälles im Zylinder. Der Unterschied im Verlauf der Abbildungen der Expansionskurven *b* und *c* ist lediglich durch die Dampfüberhitzung bedingt, da die Arbeitsverhältnisse der Maschine im übrigen die gleichen waren. Der Gütegrad η_g berechnet sich für die drei Diagramme zu 0,66, 0,82 und 0,92. Wesentlich unterscheidet sich das in Fig. 24

[1]) Z. 1903 S. 1281, 1405 und 1488.

gezeichnete Wärmediagramm von denen, die Prof. Dr. Schröter in seiner erwähnten Arbeit zur Darstellung bringt, durch den Verlauf der unteren Temperaturgrenze. Während dort der ausgeführte Arbeitsprozeß mit dem Clausius-Rankineschen verglichen wird, bei dem die gesamte Wärme bei der tiefsten Temperatur (Kondensatortemperatur) abgeführt wird, ist hier als vollkommener der vom Verein deutscher Ingenieure angeführte Arbeitsprozeß gewählt, bei dem das Expansionsverhältnis das gleiche ist wie bei der untersuchten Maschine. Dem Spannungsabfall am Ende der Expansionsperiode entspricht im Wärmediagramm die Kurve konstanten Volumens, die zeigt, daß die Wärme nun nicht mehr bei konstanter niedrigster Temperatur, sondern auch für den vollkommenen Prozeß zum Teil bei höheren Temperaturen abgeführt wird.

Wie Fig. 24 erkennen läßt, unterscheiden sich diese beiden »vollkommenen« Prozesse für das Diagramm *a* ganz bedeutend, unwesentlich aber für die Diagramme *b* und *c*.

(Schluß folgt.)

Die Wirtschaftlichkeit von Schiffshebewerken.[1]

Von **Hermann Bertschinger.**

(Schluß von S. 1993)

V) Anlagekosten.

(vergl. Zahlentafeln 5 bis 10)

Die meisten Aufzeichnungen und Berechnungen, die zur Erlangung der Ergebnisse notwendig waren, sind hier weggelassen, um an Platz zu sparen, und weil sie keine grundlegende Bedeutung haben.

Die Geländeneigungen

sind so gewählt, daß die Anlagekosten möglichst klein werden. (Näheres im vorhergegangenen Abschnitt.)

	Hubhöhe	Geländeneigung
Schleusentreppe	5,00	1 : 87,0
	5,45	1 : 79,8
	6,00	1 : 72,5
	6,66	1 : 66,2
	7,50	1 : 58,0
	8,57	1 : 50,8
Schachtschleuse	10,0	1 : 25,0
Aufzug mit Schwimmern	20,0	1 : 12,5
Aufzug mit Kolben	30,0	1 : 8,0
nur Schachtschleuse	40,0	1 : 6,25
quer geneigte Trogbahn für alle Hubhöhen		1 : 15,0
längs » » » » »		1 : 25,0
Schiffseisenbahn » » »		1 : 20,0

VI) Jahres- und Frachtkosten.

(vergl. Zahlentafeln 11 und 12)

1) Verzinsung und Tilgung.

Es bezeichne:

K das Kapital (Mehrkosten)

J die Jahresleistung, bestehend aus Verzinsung und Kapitalbetrag

p den Zinsfuß

$v = 1 + \frac{p}{100}$

n die Tilgungsfrist in Jahren;

dann ist

$$J = K \frac{v^n (v-1)}{v^n - 1}.$$

	Tilgungsfrist in Jahren n	Leistungskoeffizient $\frac{v^n (v-1)}{v^n - 1}$
Vorarbeiten	100	0,040808
Grunderwerb	100	0,040808
Erdarbeiten	100	0,040808
Mauerwerk	100	0,040808
Eisen- und Holzkonstruktionen	40	0,050523
Maschinen, Kraftübertragung, Fernsprechereinrichtungen u. dergl.:		
maschinelle Einrichtungen	30 } 20	0,07331
elektrische »	10	

Wie bei solchen Anlagen üblich, möge auch hier mit einem Zinsfuß von $p = 4$ vH gerechnet werden.

Die Tilgung soll in 100 Jahren vollzogen sein, auch für die Vorarbeiten und den Grunderwerb.

2) Unterhaltungskosten

bei 24 stündigem Betrieb und 270 Betriebstagen.

Die Unterhaltungskosten bestehen bei den Erdarbeiten in der Hauptsache aus Ufer- und Böschungsbefestigungen; beim Mauerwerk in der Erneuerung des Verputzes; bei den Eisenkonstruktionen in einem sich etwa alle 3 bis 4 Jahre wiederholenden Anstrich; bei den Maschinen in der Erneuerung der elektrischen Einrichtung, wie Lampen, Sicherungen, Kontakte u. dergl.

	Jährliche Unterhaltungskosten vH
Vorarbeiten	—
Grunderwerb	—
Erdarbeiten	0,25
Mauerwerk	0,50
Eisen- und Holzkonstruktionen	1,00
Maschinen u. dergl.	1,50

3) Stromverbrauch, Schmier- und Putzmaterial.

Die KW Stunde koste 0,025 *M*. Für Schmier- und Putzmaterial und sonstige Verbrauchsgegenstände möge ein Betrag von 0,001 KW-st eingesetzt werden.

Die Jahreskosten betragen, wenn n die Anzahl KW bedeutet und 270 Betriebstage zu 24 st gerechnet werden,

$$n\, 24 \cdot 270 \cdot 0{,}026.$$

Die Kosten des unterbrochenen Stromverbrauches sind getrennt von denen der Wasserförderung.

4) Bedienung und Aufsicht

bei 24 stündigem Betrieb.

(s. die Zahlentafel auf S. 2016)

Mit Ausnahme der obersten sind alle Stellen eines Einzelhebewerkes doppelt besetzt. In die Gehälter sind die Wohnungszuschüsse eingerechnet. Da bei den Anlagekosten, als für den Vergleich nicht erforderlich, keine Summe für Wohnhäuser ausgesetzt ist, sind die Gehälter so hoch bemessen, daß die Abzüge für freie Wohnung und Licht eine Verzinsung und Abschreibung ermöglichen.

Sämtliche Hebewerke sind so vollkommen eingerichtet, daß für das Einzelhebewerk ein einziger Mann, der Schaltwärter, genügen würde. Für diesen ist jedoch ein Ersatzmann, der Schlosser, vorgesehen, der mit einem Arbeiter die Maschineneinrichtungen zu unterhalten hat. Die Aufsicht über das Einzelhebewerk übt je ein Schleusenmeister oder Werkführer aus. Dem Oberbauwart ist die Beaufsichtigung des ganzen Hebewerkes, auch wenn es aus mehreren Stufen besteht, übertragen.

[1] Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiete: Wasserbau und Hebezeuge) werden an Mitglieder postfrei für 60 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

	Anzahl der Einzelhebewerke	Aufsicht: Oberbauwart Gehalt 3000 ℳ	Aufsicht: Schleusenmeister bezw. Werkführer Gehalt 2400 ℳ	Bedienung: Schaltwärter, Maschinist Gehalt 1800 ℳ	Bedienung: Schlosser, Hülfsmaschinist, Schleusenknecht, Arbeiter Gehalt 1500 ℳ
	1	1	1	2	4
	2	1	2	4	8
Schleusentreppe, bestehend aus einfachen Kammerschleusen	3	1	3	6	12
	4	1	4	8	16
Die Bedienungsmannschaft einer Schleuse besteht aus	5	1	5	10	20
	6	1	6	12	24
1 Schleusenmeister	7	1	7	14	28
1 Schaltwärter	8	1	8	16	32
1 Schlosser	9	1	9	18	36
1 Schleusenknecht	10	1	10	20	40
	11	1	11	22	44
	12	1	12	24	48
	15	1	15	30	60
Schachtschleuse	1	1	1	2	4
1 Werkführer	2	1	2	4	8
1 Schaltwärter	3	1	3	6	12
2 Schlosser	4	1	4	8	16
2 Schleusenknechte	5	1	5	10	20
	6	1	6	12	24
Aufzug { mit Schwimmern / mit Kolben	1	1	1	2	4
	2	1	2	4	8
1 Werkführer	3	1	3	6	12
1 Schaltwärter	4	1	4	8	16
2 Schlosser	5	1	5	10	20
2 Arbeiter	6	1	6	12	24

	Anzahl der Einzelhebewerke	Aufsicht: Oberbauwart Gehalt 3000 ℳ	Aufsicht: Schleusenmeister bezw. Werkführer Gehalt 2400 ℳ	Bedienung: Schaltwärter, Maschinist Gehalt 1800 ℳ	Bedienung: Schlosser, Hülfsmaschinist, Schleusenknecht, Arbeiter Gehalt 1500 ℳ
quer geneigte Trogbahn	1	1	1	2	12
1 Werkführer	2	1	2	4	24
1 Schaltwärter } am Wagen	3	1	3	6	36
1 Hülfsmaschinist } am Wagen	4	1	4	8	48
1 Schlosser zur Revision der Bahn	5	1	5	10	60
4 Arbeiter (für je 2 Haltungsenden)	6	1	6	12	72
längs geneigte Trogbahn	1	1	1	2	4
1 Werkführer	2	1	2	4	8
1 Schaltwärter } am Wagen	3	1	3	6	12
1 Hülfsmaschinist } am Wagen	4	1	4	8	16
1 Schlosser zur Revision der Bahn	5	1	5	10	20
2 Arbeiter	6	1	6	12	24
Schiffseisenbahn. Die zweckmäßige Ausführung der Fahrbahn gestattet den Wegfall des Bahnrevisionsschlossers und das Fehlen von Kanalabschlüssen, Toren, Pumpen u. dergl. sowie die Vereinigung des Werkführers und des Schaltwärters in einer Person. Sonst wie bei der längs geneigten Trogbahn.	1	1	2	—	4
	2	1	4	—	8
	3	1	6	—	12
	4	1	8	—	16
	5	1	10	—	20
	6	1	12	—	24

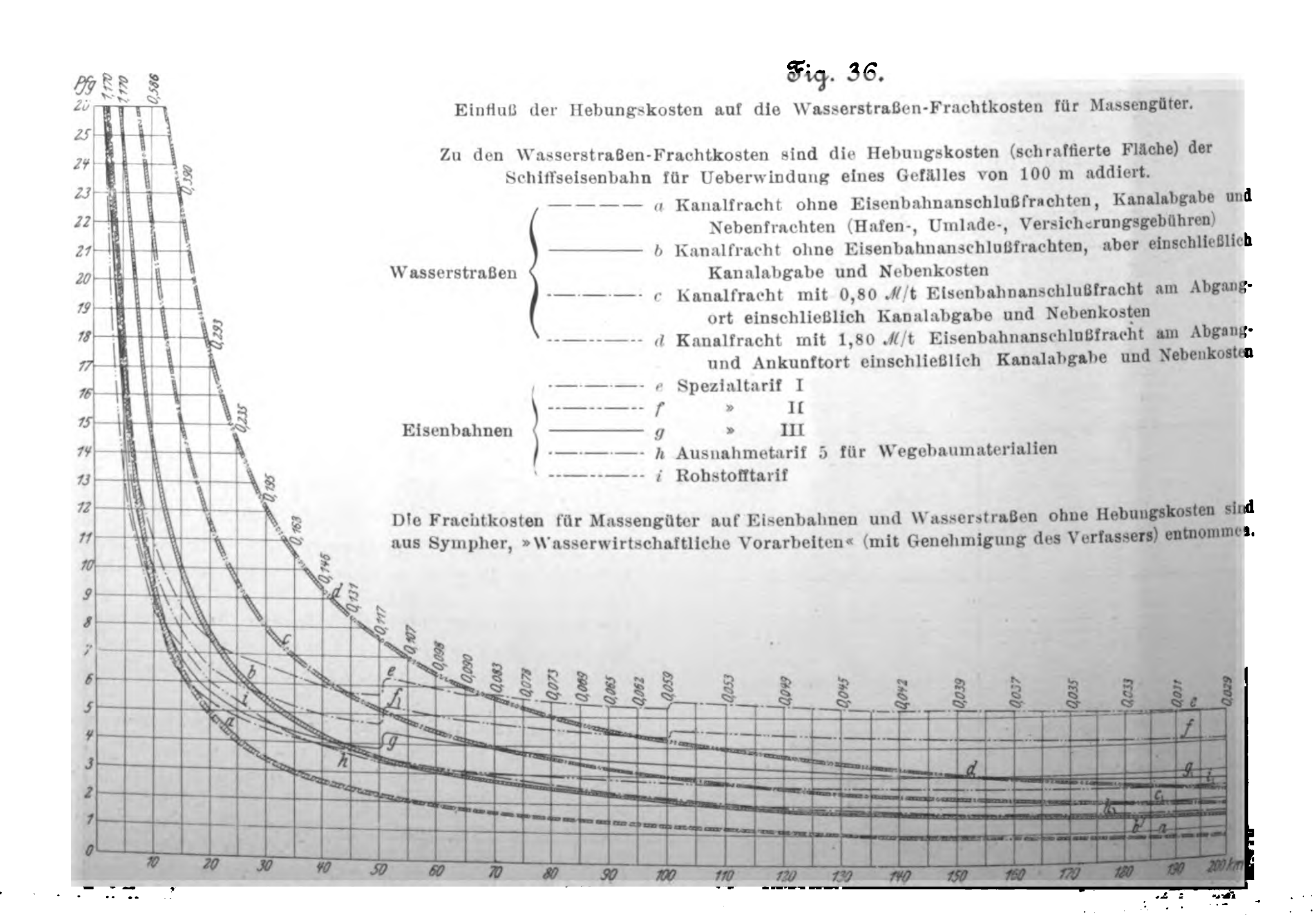


Fig. 36.

Einfluß der Hebungskosten auf die Wasserstraßen-Frachtkosten für Massengüter.

Zu den Wasserstraßen-Frachtkosten sind die Hebungskosten (schraffierte Fläche) der Schiffseisenbahn für Ueberwindung eines Gefälles von 100 m addiert.

Die Frachtkosten für Massengüter auf Eisenbahnen und Wasserstraßen ohne Hebungskosten sind aus Sympher, »Wasserwirtschaftliche Vorarbeiten« (mit Genehmigung des Verfassers) entnommen.

Zahlentafel 5.

Mehrkosten des Grunderwerbes

Kosten des Grunderwerbes für das Hebewerk, abzüglich derjenigen der ersparten Kanalstrecke, bestimmt bei der für das betreffende Hebewerk günstigsten Geländeneigung.

Einheitspreis 0,50 Mk/qm

(Maßstab: Mark 0 – 10 – 20 – 30 – 40 – 50000 – 60 – 70 – 80 – 90 – 100000 – 110 – 120 – 130 – 140 – 150000 – 160 – 170 – 180 – 190 – 200000)

Bauart	Teilung	Mehrkosten (Mark)	Wirkliche Kosten des Grunderwerbes
Kammerschleuse Hubhöhe	5.00	12900	41600
	5.45	13100	41800
	6.00	13400	42100
	6.66	13700	42400
	7.50	14000	42700
	8.57	14300	43000
Hubhöhe = 10			
Kammerschleuse	2 · 5	16700	52800
Schachtschleuse	1 · 10	11000	38600
Aufzug mit Schwimmern	1 · 10	10200	38000
" Kolben	1 · 10	12100	40000
Trogbahn quergeneigt	1 · 10	43700	62300
" längsgeneigt	1 · 10	9000	44400
Schiffseisenbahn	1 · 10	13400	57300
Hubhöhe = 20			
Kammerschleuse	3 · 6.66	22500	78800
Schachtschleuse	1 · 20	11900	40300
Aufzug mit Schwimmern	1 · 20	11200	39800
" Kolben	1 · 20	13000	41600
Trogbahn quergeneigt	1 · 20	55900	92400
" längsgeneigt	1 · 20	4800	48900
Schiffseisenbahn	1 · 20	10900	60900
Hubhöhe = 30			
Kammerschleuse	6 · 5	31500	127600
	5 · 6	29000	112100
	4 · 7.5	27000	97000
Schachtschleuse	3 · 10	14500	69800
	20 + 10	8100	56100
	1 · 30	13000	41600
Aufzug mit Schwimmern	3 · 10	12500	67800
	20 + 10	6700	54700
	1 · 30	12800	40800
Aufzug mit Kolben	3 · 10	19100	74400
	20 + 10	11000	58900
	1 · 30	14100	42600
Trogbahn quergeneigt	3 · 10	120000	173700
	20 + 10	79700	135500
	1 · 30	64800	122400
Trogbahn längsgeneigt	3 · 10	4300	83100
	20 + 10	3000	68300
	1 · 30	1300	53400
Schiffseisenbahn	3 · 10	14400	120400
	20 + 10	11400	92800
	1 · 30	8200	64500
Hubhöhe = 40			
Kammerschleuse	6 · 6.66	35400	138000
Schachtschleuse	1 · 40	15000	43500
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20	7800	55800
" Kolben	2 · 20	11500	50500
Trogbahn quergeneigt	1 · 40	78500	152700
Trogbahn längsgeneigt	1 · 40	−1700	37900
Schiffseisenbahn	1 · 40	5400	68100
Hubhöhe = 50			
Kammerschleuse	6 · 6.66 + 2 · 5	43500	166500
Schachtschleuse	30 + 20	10200	58900
Aufzug mit Schwimmern	30 + 20	8200	60900
" Kolben	30 + 20	13100	61000
Trogbahn quergeneigt	1 · 50	89300	182300
Trogbahn längsgeneigt	1 · 50	−2000	62400
Schiffseisenbahn	1 · 50	2200	71700
Hubhöhe = 60			
Kammerschleuse	12 · 5	52900	230900
	11 · 5.45	51300	220900
	10 · 6	49400	199500
	9 · 6.66	49100	185700
	8 · 7.5	48500	169500
	7 · 8.57	44100	153700
Schachtschleuse	6 · 10	19700	115100
	4 · 10 + 20	18500	100500
	2 · 10 + 2 · 20	12800	81500
	3 · 20	17500	72800
	2 · 30	11100	58200
Aufzug mit Schwimmern	6 · 10	15800	111800
	4 · 10 + 20	15200	97800
	2 · 10 + 2 · 20	15100	83700
	3 · 20	15200	70600
	2 · 30	7300	57300
Aufzug mit Kolben	6 · 10	29000	134900
	4 · 10 + 20	26000	108700
	2 · 10 + 2 · 20	24100	95800
	3 · 20	22000	77300
	2 · 30	13700	61100
Trogbahn quergeneigt	2 · 10 + 2 · 20	195800	307400
	3 · 20	155800	267200
	2 · 30	125800	240400
	1 · 60	100800	212400
Trogbahn längsgeneigt	2 · 10 + 2 · 20	−4000	111500
	3 · 20	−5500	96700
	2 · 30	−6600	81800
	1 · 60	−8600	66200
Schiffseisenbahn	2 · 10 + 2 · 20	10000	150200
	3 · 20	6800	131200
	2 · 30	3500	102800
	1 · 60	1400	75300
Hubhöhe = 70			
Kammerschleuse	9 · 6.66 + 2 · 5	50800	220200
Schachtschleuse	1 · 40 + 30	18000	60500
Aufzug m. Schwimmern	2 · 20 + 30	15700	71800
" Kolben	2 · 20 + 30	22700	78200
Trogbahn quergeneigt	1 · 70	112800	242400
Trogbahn längsgeneigt	1 · 70	−17500	71400
Schiffseisenbahn	1 · 70	−2200	78900
Hubhöhe = 80			
Kammerschleuse	12 · 6.66	68500	239500
Schachtschleuse	2 · 40	14600	65400
Aufzug m. Schwimmern	2 · 30 + 20	17200	73800
" Kolben	2 · 30 + 20	24700	80000
Trogbahn quergeneigt	1 · 80	183700	272500
Trogbahn längsgeneigt	1 · 80	−14700	75300
Schiffseisenbahn	1 · 80	−4800	82500
Hubhöhe = 90			
Kammerschleuse	15 · 6.00	69400	286800
Schachtschleuse	3 · 30	20800	76100
Aufzug m. Schwimmern	3 · 30	18600	73600
" Kolben	3 · 30	25300	80600
Trogbahn quergeneigt	1 · 90	185500	302500
Trogbahn längsgeneigt	1 · 90	−8000	82400
Schiffseisenbahn	1 · 90	−7400	85100
Hubhöhe = 100			
Kammerschleuse	15 · 6.66	75800	293300
Schachtschleuse	2 · 30 + 40	22700	78100
Aufzug m. Schwimmern	2 · 30 + 2 · 20	19700	83400
" Kolben	2 · 30 + 2 · 20	29800	87900
Trogbahn quergeneigt	1 · 100	146500	318600
Trogbahn längsgeneigt	1 · 100	−21900	84000
Schiffseisenbahn	1 · 100	−10000	80700

Zahlentafel 6.

Mehrkosten der Erdarbeiten

Kosten der Erdarbeiten des Hebewerkes, abzüglich derjenigen der ersparten Kanalstrecke bestimmt bei der für das betreffende Hebewerk günstigsten Geländeneigung.

Einheitspreis 1,00 Mk/cbm
Aushub der Schwimmer- u. Kolbenschächte 10,0 Mk/cbm
Dichtung mit Tonschlag 4,0 Mk/cbm

Bauart	Neigung	Mehrkosten (Mark)
Kammerschleuse Hubhöhe	5,00	124 100
	5,45	133 900
	6,00	139 600
	6,66	152 900
	7,50	162 000
	8,57	191 100
Hubhöhe = 10		
Kammerschleuse	2 · 5	175 200
Schachtschleuse	1 : 10	122 600
Aufzug mit Schwimmern	1 : 10	222 200
„ „ Kolben	1 : 10	162 500
Tragbahn quergeneigt	1 : 10	248 700
„ längsgeneigt	1 : 10	102 300
Schiffseisenbahn	1 : 10	118 700
Hubhöhe = 20		
Kammerschleuse	3 · 6,66	304 800
Schachtschleuse	1 : 20	168 100
Aufzug mit Schwimmern	1 : 20	299 500
„ „ Kolben	1 : 20	216 400
Tragbahn quergeneigt	1 : 20	268 500
„ längsgeneigt	1 : 20	86 400
Schiffseisenbahn	1 : 20	105 400
Hubhöhe = 30		
Kammerschleuse	6 · 5	383 100
	5 · 6	403 400
	4 · 7,5	434 800
Schachtschleuse	3 · 10	218 100
	20 + 10	216 800
	1 : 30	227 500
Aufzug mit Schwimmern	3 · 10	512 100
	20 + 10	450 800
	1 : 30	395 500
Aufzug mit Kolben	3 · 10	354 300
	20 + 10	316 000
	1 : 30	286 200
Tragbahn quergeneigt	3 · 10	572 700
	20 + 10	401 500
	1 : 30	288 300
Tragbahn längsgeneigt	3 · 10	164 400
	20 + 10	117 400
	1 : 30	70 400
Schiffseisenbahn	3 · 10	175 800
	20 + 10	133 900
	1 : 30	92 100
Hubhöhe = 40		
Kammerschleuse	6 · 6,66	532 600
Schachtschleuse	1 : 40	292 500
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20	526 000
„ „ Kolben	2 · 20	366 800
Tragbahn quergeneigt	1 : 40	308 100
„ längsgeneigt	1 : 40	54 500
Schiffseisenbahn	1 : 40	78 800
Hubhöhe = 50		
Kammerschleuse	6 · 6,66 + 2 · 5	687 900
Schachtschleuse	30 + 20	321 400
Aufzug mit Schwimmern	30 + 20	621 700
„ „ Kolben	30 + 20	438 700
Tragbahn quergeneigt	1 : 50	327 800
„ längsgeneigt	1 : 50	38 500
Schiffseisenbahn	1 : 50	65 500
Hubhöhe = 60		
Kammerschleuse	12 · 5	695 800
	11 · 5,45	736 100
	10 · 6	735 800
	9 · 6,66	760 800
	8 · 7,5	789 200
	7 · 8,57	836 400
Schachtschleuse	3 · 10	361 400
	4 · 10 + 20	354 100
	2 · 10 + 2 · 20	350 800
	3 · 20	349 500
	2 · 30	383 100
Aufzug mit Schwimmern	6 · 10	959 800
	4 · 10 + 20	887 000
	2 · 10 + 2 · 20	818 700
	3 · 20	752 500
	2 · 30	715 100
Aufzug mit Kolben	6 · 10	659 400
	4 · 10 + 20	600 800
	2 · 10 + 2 · 20	554 400
	3 · 20	520 100
	2 · 30	507 200
Tragbahn quergeneigt	2 · 10 + 2 · 20	805 500
	3 · 20	632 500
	2 · 30	489 800
	1 : 60	347 900
Tragbahn längsgeneigt	2 · 10 + 2 · 20	163 600
	3 · 20	118 600
	2 · 30	69 600
	1 : 60	22 600
Schiffseisenbahn	2 · 10 + 2 · 20	177 800
	3 · 20	135 200
	2 · 30	94 000
	1 : 60	58 200
Hubhöhe = 70		
Kammerschleuse	9 · 6,66 + 2 · 5	855 700
Schachtschleuse	1 · 40 + 30	457 800
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20 + 30	845 800
„ „ Kolben	2 · 20 + 30	585 700
Tragbahn quergeneigt	1 : 70	367 200
„ längsgeneigt	1 : 70	6 600
Schiffseisenbahn	1 : 70	38 900
Hubhöhe = 80		
Kammerschleuse	12 · 6,66	988 000
Schachtschleuse	2 · 40	528 300
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 20	843 300
„ „ Kolben	2 · 30 + 20	659 600
Tragbahn quergeneigt	1 : 80	387 100
Tragbahn längsgeneigt	1 : 80	− 2 500
Schiffseisenbahn	1 : 80	25 000
Hubhöhe = 90		
Kammerschleuse	15 · 6	1 066 800
Schachtschleuse	3 · 30	538 700
Aufzug mit Schwimmern	3 · 30	1 036 600
„ „ Kolben	3 · 30	788 800
Tragbahn quergeneigt	1 : 90	400 800
Tragbahn längsgeneigt	1 : 90	− 85 300
Schiffseisenbahn	1 : 90	12 500
Hubhöhe = 100		
Kammerschleuse	15 · 6,66	1 215 300
Schachtschleuse	2 · 30 + 40	615 800
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 2 · 20	1 149 800
„ „ Kolben	2 · 30 + 2 · 20	810 000
Tragbahn quergeneigt	1 : 100	486 600
Tragbahn längsgeneigt	1 : 100	− 41 800
Schiffseisenbahn	1 : 100	− 1 000

Zahlentafel 7.

Kosten des Mauerwerkes

Die Mehrkosten sind gleich den absoluten Kosten

Nach Angaben der Firma Wayss & Freytag A.-G.

(Maßstab: 0 – 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8 – 9 – 10 – 11 – 12 Mark × 1000000)

Bauart	Hubhöhe	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	= 5.00	265100
	= 5.45	293300
	= 6.00	320300
	= 6.66	377700
	= 7.50	430800
	= 8.57	518000

Hubhöhe = 10

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	2 · 5	530200
Schachtschleuse	1 · 10	1805200
Aufzug mit Schwimmern	1 · 10	254800
„ „ Kolben	1 · 10	377000
Tragbahn quergeneigt	1 · 10	683700
„ längsgeneigt	1 · 10	173700
Schiffseisenbahn	1 · 10	116800

Hubhöhe = 20

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	3 · 6.66	1133100
Schachtschleuse	1 · 20	2866700
Aufzug mit Schwimmern	1 · 20	247200
„ „ Kolben	1 · 20	493530
Tragbahn quergeneigt	1 · 20	981700
„ längsgeneigt	1 · 20	228900
Schiffseisenbahn	1 · 20	186400

Hubhöhe = 30

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	6 · 5	1590800
	5 · 6	1621700
	4 · 7.5	1753200
Schachtschleuse	3 · 10	5401800
	20 + 10	4867900
	1 · 30	3987100
Aufzug mit Schwimmern	3 · 10	764400
	20 + 10	628300
	1 · 30	488000
Aufzug mit Kolben	3 · 10	1131000
	20 + 10	870500
	1 · 30	638500
Tragbahn quergeneigt	3 · 10	2081300
	20 + 10	1645500
	1 · 30	1252700
Tragbahn längsgeneigt	3 · 10	521000
	20 + 10	402600
	1 · 30	284500
Schiffseisenbahn	3 · 10	380400
	20 · 10	243800
	1 · 30	156000

Hubhöhe = 40

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	6 · 6.66	2868200
Schachtschleuse	1 · 40	5086100
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20	684400
„ „ Kolben	2 · 20	887500
Tragbahn quergeneigt	1 · 40	1517700
„ längsgeneigt	1 · 40	339900
Schiffseisenbahn	1 · 40	145600

Hubhöhe = 50

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	6 · 6.66 + 2 · 5	2796400
Schachtschleuse	30 + 20	6823800
Aufzug mit Schwimmern	30 + 20	869100
„ „ Kolben	30 + 20	1426800
Tragbahn quergeneigt	1 · 50	1792700
„ längsgeneigt	1 · 50	295300
Schiffseisenbahn	1 · 50	155200

Hubhöhe = 60

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	12 · 5	3181200
	11 · 5.45	3248300
	10 · 6	3303000
	9 · 6.66	3399300
	8 · 7.5	3446400
	7 · 8.57	3605000
Schachtschleuse	6 · 10	10803000
	4 · 10 + 20	10088700
	2 · 10 + 2 · 20	9434400
	3 · 20	8600100
	2 · 30	7914200
Aufzug mit Schwimmern	6 · 10	1888800
	4 · 10 + 20	1388300
	2 · 10 + 2 · 20	1204000
	3 · 20	1141000
	2 · 30	924000
Aufzug mit Kolben	6 · 10	2802100
	4 · 10 + 20	2001600
	2 · 10 + 2 · 20	1741800
	3 · 20	1480800
	2 · 30	1264800
Tragbahn quergeneigt	2 · 10 + 2 · 20	3890900
	3 · 20	2885100
	2 · 30	2479300
	1 · 60	2073600
Tragbahn längsgeneigt	2 · 10 + 2 · 20	805100
	3 · 20	684000
	2 · 30	569000
	1 · 60	450700
Schiffseisenbahn	2 · 10 + 2 · 20	488400
	3 · 20	379200
	2 · 30	272000
	1 · 60	164800

Hubhöhe = 70

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	9 · 6.66 + 2 · 5	3928500
Schachtschleuse	1 · 40 + 30	9086900
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20 + 30	1480400
„ „ Kolben	2 · 20 + 30	1619300
Tragbahn quergeneigt	1 · 70	2351700
„ längsgeneigt	1 · 70	506100
Schiffseisenbahn	1 · 70	174400

Hubhöhe = 80

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	12 · 6.66	4838400
Schachtschleuse	2 · 40	10492800
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 20	1271100
„ „ Kolben	2 · 30 + 20	1758100
Tragbahn quergeneigt	1 · 80	2689700
„ längsgeneigt	1 · 80	561500
Schiffseisenbahn	1 · 80	184000

Hubhöhe = 90

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	15 · 6	4604500
Schachtschleuse	3 · 30	11871300
Aufzug mit Schwimmern	3 · 30	1385200
„ „ Kolben	3 · 30	1896900
Tragbahn quergeneigt	1 · 90	2907700
„ längsgeneigt	1 · 90	616900
Schiffseisenbahn	1 · 90	193600

Hubhöhe = 100

Bauart	Stufen	Kosten (Mark)
Kammerschleuse	15 · 6.66	6665500
Schachtschleuse	2 · 30 + 40	12810300
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 2 · 20	1618200
„ „ Kolben	2 · 30 + 2 · 20	2251500
Tragbahn quergeneigt	1 · 100	3185700
„ längsgeneigt	1 · 100	672300
Schiffseisenbahn	1 · 100	203800

Zahlentafel 8.

Kosten der Eisen- u. Holzkonstruktionen

Die Mehrkosten sind gleich den absoluten Kosten

Maßstab: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7000000 Mark

Aufzüge: Führungsgerüst 410 Mk/t (nach Harkort Duisburg)

Trogbahnen: Schiene nach „Universell" 130 kg/lfd. m

„Solche Profile werden unseres Wissens von keinem Werke des In- u. Auslandes hergestellt u. das Quantum ist bei weitem zu gering, um etwa die Beschaffungskosten der hierzu nötigen Einrichtungen ins Auge zu fassen."
(Stahlwerksverband Düsseldorf)

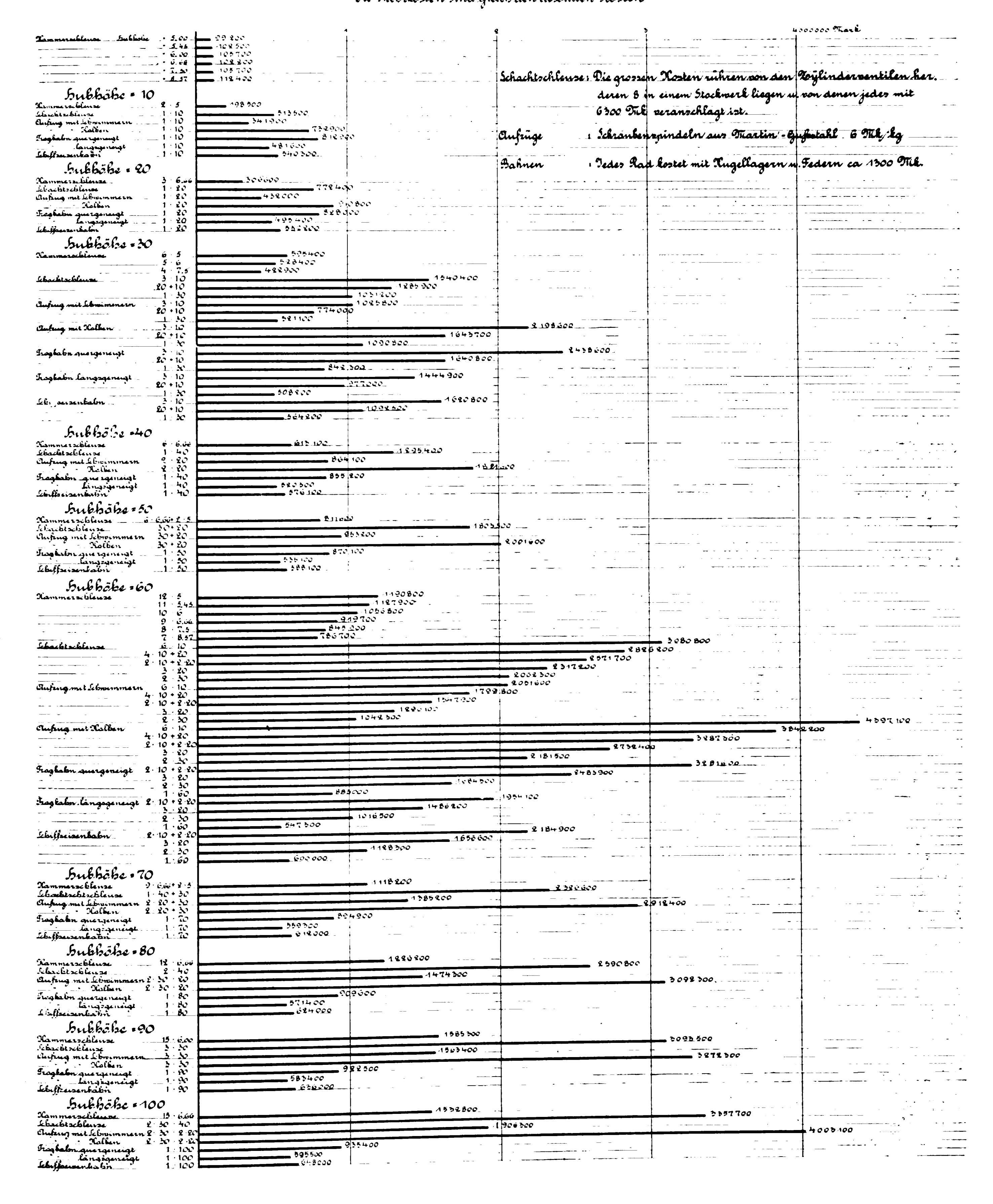
Es ist ein mittlerer Einheitspreis von 30 Pfg/kg eingesetzt

Hubhöhe	Bauart	Anordnung	Kosten (Mark)
	Kammerschleuse Hubhöhe	5.00	96500
		5.45	97800
		6.00	99800
		6.66	104500
		7.50	106800
		8.57	110800
10	Kammerschleuse	2 · 5	198600
	Schachtschleuse	1 · 10	99700
	Aufzug mit Schwimmern	1 · 10	1195300
	Aufzug mit Kolben	1 · 10	1487800
	Trogbahn quergeneigt	1 · 10	671700
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 10	445500
	Schiffseisenbahn	1 · 10	667500
20	Kammerschleuse	3 · 6.66	313600
	Schachtschleuse	1 · 20	107500
	Aufzug mit Schwimmern	1 · 20	1425400
	Aufzug mit Kolben	1 · 20	1720300
	Trogbahn quergeneigt	1 · 20	658700
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 20	570200
	Schiffseisenbahn	1 · 20	765100
30	Kammerschleuse	6 · 5	557800
		5 · 6	425900
		4 · 7.5	427100
	Schachtschleuse	3 · 10	287200
		20 + 10	202000
		1 · 30	120800
	Aufzug mit Schwimmern	3 · 10	3287500
		20 + 10	2621300
		1 · 30	1663800
	Aufzug mit Kolben	3 · 10	4463400
		20 + 10	3824100
		1 · 30	1928100
	Trogbahn quergeneigt	3 · 10	2015200
		20 + 10	1514800
		1 · 30	993600
	Trogbahn längsgeneigt	3 · 10	1336500
		20 + 10	1015700
		1 · 30	695800
	Schiffseisenbahn	3 · 10	2002500
		20 + 10	1438600
		1 · 30	862700
40	Kammerschleuse	6 · 6.66	687800
	Schachtschleuse	1 · 40	133400
	Aufzug mit Schwimmern	2 · 20	2850500
	Aufzug mit Kolben	2 · 20	3478600
	Trogbahn quergeneigt	1 · 40	1152100
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 40	821300
	Schiffseisenbahn	1 · 40	960500
50	Kammerschleuse	6 · 6.66 + 2 · 5	819900
	Schachtschleuse	30 + 20	227500
	Aufzug mit Schwimmern	30 + 20	3088600
	Aufzug mit Kolben	30 + 20	3734400
	Trogbahn quergeneigt	1 · 50	1314700
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 50	944400
	Schiffseisenbahn	1 · 50	1057900
60	Kammerschleuse	12 · 5	1155700
		11 · 5.45	1075700
		10 · 6	991500
		9 · 6.66	940900
		8 · 7.5	854200
		7 · 8.57	771600
	Schachtschleuse	6 · 10	574500
		4 · 10 + 20	490200
		2 · 10 + 2 · 20	406000
		3 · 20	381900
		2 · 30	340500
	Aufzug mit Schwimmern	6 · 10	7175500
		4 · 10 + 20	6808900
		2 · 10 + 2 · 20	5842600
		3 · 20	4576500
		2 · 30	3520400
	Aufzug mit Kolben	6 · 10	8826435
		4 · 10 + 20	7667500
		2 · 10 + 2 · 20	6448200
		3 · 20	5808900
		2 · 30	3926500
	Trogbahn quergeneigt	2 · 10 + 2 · 20	3009000
		3 · 20	2498800
		2 · 30	1987200
		1 · 60	1475800
	Trogbahn längsgeneigt	2 · 10 + 2 · 20	2021400
		3 · 20	1710800
		2 · 30	1390700
		1 · 60	1069800
	Schiffseisenbahn	2 · 10 + 2 · 20	2565800
		3 · 20	2295200
		2 · 30	1725402
		1 · 60	1155500
70	Kammerschleuse	9 · 6.66 + 2 · 5	1133800
	Schachtschleuse	1 · 40 + 30	253600
	Aufzug mit Schwimmern	2 · 20 + 30	4819000
	Aufzug mit Kolben	2 · 20 + 30	5420700
	Trogbahn quergeneigt	1 · 70	1634800
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 70	1495200
	Schiffseisenbahn	1 · 70	1253100
80	Kammerschleuse	12 · 6.66	1294800
	Schachtschleuse	2 · 40	366700
	Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 20	4781800
	Aufzug mit Kolben	2 · 30 + 20	5721600
	Trogbahn quergeneigt	1 · 80	1795600
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 80	1320700
	Schiffseisenbahn	1 · 80	1350700
90	Kammerschleuse	15 · 6	1487600
	Schachtschleuse	3 · 30	360700
	Aufzug mit Schwimmern	3 · 30	4989500
	Aufzug mit Kolben	3 · 30	5994400
	Trogbahn quergeneigt	1 · 90	1986400
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 90	1446800
	Schiffseisenbahn	1 · 90	1543300
100	Kammerschleuse	15 · 6.66	1562100
	Schachtschleuse	2 · 30 + 40	373800
	Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 2 · 20	6177200
	Aufzug mit Kolben	2 · 30 + 2 · 20	7468900
	Trogbahn quergeneigt	1 · 100	2117200
	Trogbahn längsgeneigt	1 · 100	1571000
	Schiffseisenbahn	1 · 100	1545900

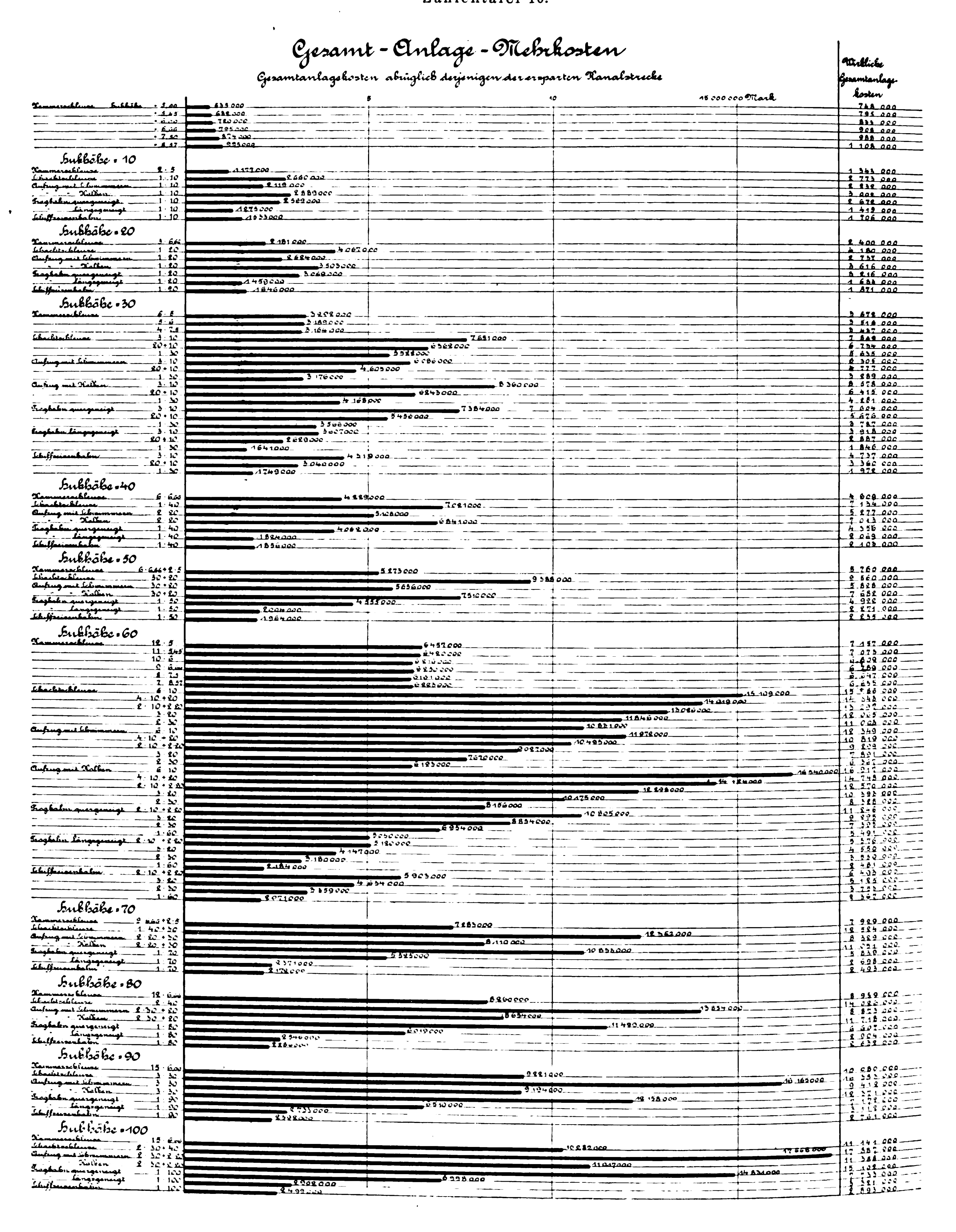
Zahlentafel 9.

Kosten der Maschinen, Kraftübertragung, Beleuchtung u. dergl.

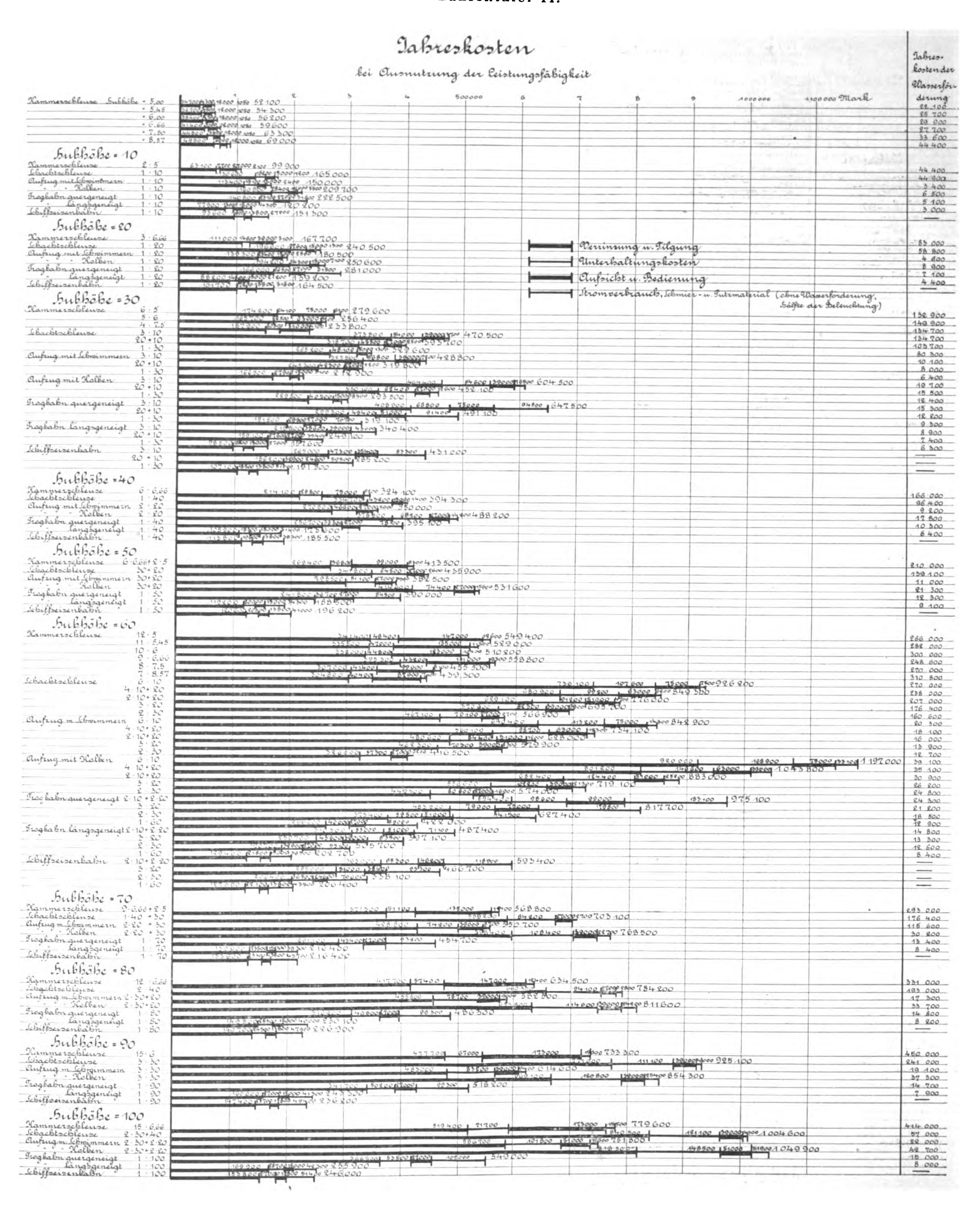
Die Mehrkosten sind gleich den absoluten Kosten



Zahlentafel 10.



Zahlentafel 11.



Zahlentafel 12.

Förder-Mehrkosten

eines Schiffes bei einer Einwegförderung
und bei Ausnutzung der Leistungsfähigkeit ohne Berücksichtigung der Wasserförderung

Legende:

- Förderkosten der Kanalverwaltung (Abgaben) = Jahreskosten / Anzahl d. Schiffe im Jahr
- Kosten der verlorenen Zeit = scheinbare Länge (3 s) m / 1,1 m/sek · 30 / 24 · 60 · 60 Mk/sek; die Schiffskosten sind zu 30 Mk/Tag angenommen
- Förderkosten der Schiffer (Frachtkosten)
- Gewonnene Förderkosten 0,5 Pf/tkm bei Dampfbetrieb (Sympher) = Frachtkosten auf schleusenfreiem Kanal mal zurückgelegter Weg im Hebewerk = 360 · 0,005 Mk/tkm · Förderstrecke
- Förder-Mehrkosten der Schiffer (Frachtmehrkosten); Kosten der vertikalen Hebung ohne Weiterförderung

Maßstab: 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70 Mk

		Wirkliche Förderkosten	Frachtkostenzuschlag für ein Schiff infolge Wasserförderung
Kammerschleuse Hubhöhe	= 5.00	2.31	1.08
	= 5.45	3.06	1.27
	= 6.00	3.10	1.50
	= 6.66	3.31	1.41
	= 7.50	3.55	1.73
	= 8.57	3.92	2.33
Hubhöhe = 10			
Kammerschleuse	2 · 5	5.86	2.33
Schachtschleuse	1 · 10	9.04	2.38
Aufzug mit Schwimmern	1 · 10	8.76	0.19
" " Kolben	1 · 10	6.20	0.18
Tragbahn quergeneigt	1 · 10	9.40	0.21
" längsgeneigt	1 · 10	9.08	0.24
Schiffseisenbahn	1 · 10	9.72	—
Hubhöhe = 20			
Kammerschleuse	3 · 6.66	9.46	4.46
Schachtschleuse	1 · 20	14.36	3.42
Aufzug mit Schwimmern	1 · 20	11.30	0.87
" " Kolben	1 · 20	8.04	0.26
Tragbahn quergeneigt	1 · 20	14.02	0.34
" längsgeneigt	1 · 20	13.56	0.43
Schiffseisenbahn	1 · 20	11.22	—
Hubhöhe = 30			
Kammerschleuse	6 · 5	16.63	6.96
	5 · 6	15.14	7.93
	4 · 7.5	14.16	7.36
Schachtschleuse	3 · 10	27.46	7.57
	20 + 10	25.08	6.40
	1 · 30	21.49	5.15
Aufzug mit Schwimmern	3 · 10	24.03	0.56
	20 + 10	21.29	0.51
	1 · 30	14.09	0.41
Aufzug mit Kolben	3 · 10	20.13	6.20
	20 + 10	15.78	0.51
	1 · 30	9.76	0.39
Tragbahn quergeneigt	3 · 10	30.13	0.67
	20 + 10	26.80	0.64
	1 · 30	18.86	0.53
Tragbahn längsgeneigt	3 · 10	28.90	0.71
	20 + 10	26.01	0.74
	1 · 30	18.77	0.73
Schiffseisenbahn	3 · 10	29.26	—
	20 + 10	20.76	—
	1 · 30	12.89	—
Hubhöhe = 40			
Kammerschleuse	6 · 6.66	19.40	8.93
Schachtschleuse	1 · 40	28.04	6.74
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20	23.38	0.50
" " Kolben	2 · 20	16.96	0.59
Tragbahn quergeneigt	1 · 40	26.58	0.67
" längsgeneigt	1 · 40	24.44	0.88
Schiffseisenbahn	1 · 40	14.27	—
Hubhöhe = 50			
Kammerschleuse	6 · 6.66 + 2 · 5	24.84	11.30
Schachtschleuse	30 + 20	30.24	9.40
Aufzug mit Schwimmern	30 + 20	26.76	0.74
" " Kolben	30 + 20	19.65	0.75
Tragbahn quergeneigt	1 · 50	29.58	0.91
" längsgeneigt	1 · 50	29.82	1.40
Schiffseisenbahn	1 · 50	16.15	—
Hubhöhe = 60			
Kammerschleuse	12 · 5	32.68	14.10
	11 · 5.45	31.28	14.80
	10 · 6	30.29	15.90
	9 · 6.66	32.99	13.40
	8 · 7.5	27.61	14.80
	7 · 8.57	26.73	17.10
Schachtschleuse	6 · 10	54.11	18.20
	4 · 10 + 20	54.20	14.70
	2 · 10 + 2 · 20	49.49	12.80
	3 · 20	44.19	10.90
	2 · 30	39.29	10.90
Aufzug mit Schwimmern	6 · 10	51.86	1.20
	4 · 10 + 20	49.02	1.17
	2 · 10 + 2 · 20	41.88	1.03
	3 · 20	38.43	0.90
	2 · 30	29.09	0.86
Aufzug mit Kolben	6 · 10	39.95	1.23
	4 · 10 + 20	36.51	1.17
	2 · 10 + 2 · 20	30.86	1.03
	3 · 20	25.09	0.87
	2 · 30	21.18	0.88
Tragbahn quergeneigt	2 · 10 + 2 · 20	53.20	1.28
	3 · 20	44.47	1.11
	2 · 30	40.10	1.11
	1 · 60	34.84	1.05
Tragbahn längsgeneigt	2 · 10 + 2 · 20	50.72	1.48
	3 · 20	41.38	1.33
	2 · 30	37.74	1.51
	1 · 60	36.60	1.49
Schiffseisenbahn	2 · 10 + 2 · 20	43.03	—
	3 · 20	33.71	—
	2 · 30	25.79	—
	1 · 60	18.08	—
Hubhöhe = 70			
Kammerschleuse	9 · 6.66 + 2 · 5	33.44	15.40
Schachtschleuse	1 · 40 + 30	50.13	12.40
Aufzug mit Schwimmern	2 · 20 + 30	38.87	1.06
" " Kolben	2 · 20 + 30	28.45	1.07
Tragbahn quergeneigt	1 · 70	41.10	1.19
" längsgeneigt	1 · 70	43.16	1.64
Schiffseisenbahn	1 · 70	20.00	—
Hubhöhe = 80			
Kammerschleuse	12 · 6.66	37.29	17.50
Schachtschleuse	2 · 40	55.87	13.50
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 + 20	40.70	1.18
" " Kolben	2 · 30 + 20	29.98	1.20
Tragbahn quergeneigt	1 · 80	48.56	1.46
" längsgeneigt	1 · 80	51.25	1.79
Schiffseisenbahn	1 · 80	21.88	—
Hubhöhe = 90			
Kammerschleuse	15 · 6	43.74	23.60
Schachtschleuse	3 · 30	63.83	16.30
Aufzug mit Schwimmern	3 · 30	42.94	1.30
" " Kolben	3 · 30	31.61	1.23
Tragbahn quergeneigt	1 · 90	55.81	1.56
" längsgeneigt	1 · 90	57.32	1.85
Schiffseisenbahn	1 · 90	23.75	—
Hubhöhe = 100			
Kammerschleuse	15 · 6.66	47.00	22.30
Schachtschleuse	2 · 30 · 40	71.48	18.00
Aufzug mit Schwimmern	2 · 30 · 2 · 20	52.62	1.49
" " Kolben	2 · 30 · 2 · 20	38.79	1.51
Tragbahn quergeneigt	1 · 100	64.89	1.74
" längsgeneigt	1 · 100	64.30	1.98
Schiffseisenbahn	1 · 100	26.13	—

der Aufzug mit Kolben ist doppelfährig





Schlußfolgerungen.

Das Ergebnis der Abhandlung liest man am besten aus den Plänen und zeichnerischen Darstellungen, der »Sprache des Ingenieurs«. Trotzdem sollen hier noch einige Bemerkungen gemacht werden.

Die zeichnerische Darstellung der Jahreskosten, Zahlentafel 11, zeigt, wohin das Streben der Ingenieure gehen muß. Nicht die Betriebskosten, sondern die Kosten für Verzinsung und Tilgung setzen die Bauwürdigkeit eines Hebewerkes herab. Die Anlagekosten müssen verringert werden, wenn ein Hebewerk den Wettkampf mit andern aufnehmen soll. Die Ansicht, daß eine einmalige Ausgabe gegenüber den Betriebskosten wenig bedeute, ist unkaufmännisch, auch wenn der Staat Bauherr ist. Kein Finanzminister wird so rechnen, er wird vielmehr bestrebt sein, dasjenige Hebewerk zu finanzieren, welches ihm gestattet, die Abgaben niedrig zu halten, ohne den Fiskus zu schädigen.

Große Verzinsungs- und Tilgungskosten haften hauptsächlich den Vertikalhebewerken und insbesondere bei starken Gefällen den Kammer- und Schachtschleusen in so hohem Maße an, daß die lelzteren bei Gefällen von 30 m nicht mehr in Betracht kommen können.

Fig. 36 zeigt schließlich, wie wenig die Frachtkosten bei schleusenfreien Kanälen durch die Hebungskosten erhöht werden. An der Anwendungsgrenze der Binnenschiffahrt in bezug auf Gefällüberwindung ist man heute sicher noch nicht angelangt. Bei Förderweiten von 100 km ist das Schiffshebewerk kaum mehr von Einfluß auf die Höhe der Frachtkosten. Zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit eignet sich am besten eine Nebeneinanderreihung von einführigen, voneinander unabhängigen Hebewerken.

Die Entwässerungsanlagen der Gemeinde Wilmersdorf.[1])

Von Stadtbaurat **Müller**, Wilmersdorf.

(Schluß von S. 1973)

2) Die Vorreinigeranlage.

Das durch die Pumpmaschinen gehobene Abwasser gelangt durch die Druckrohrleitung zunächst nach einem geräumigen Verteilbrunnen, der in die Mitte der gesamten Anlage nach vollständigem Ausbau gelegt ist. Der Verteilbrunnen, der das bei Rieselfeldern übliche Standrohr vertritt, besteht aus 4 gleich großen, einander schneidenden, senkrecht stehenden Betongewölben mit ebenfalls betonierter Sohle. Der Wasserdruck auf die stehenden Gewölbe wird durch 4 Eckstrebepfeiler auf den Untergrund übertragen. Die Druckrohre münden an der Westseite in den Brunnen. An der Südseite des Verteilbrunnens zweigen 2 Kanäle von $1{,}15 \times 1{,}10$ m ab. Jeder dieser Kanäle ist durch Schieber absperrbar; ein Schieber ist stets geschlossen. An der Nord- und Ostseite des Verteilbrunnens sind die Absperrschieber ebenfalls bereits eingebaut, um den künftigen Anschluß der Erweiterungsanlagen ohne Schwierigkeiten im Betriebe zu ermöglichen.

Durch einen der an der Südseite abzweigenden Kanäle fließt das Abwasser der Gruppe der Vorreinigeranlagen zu, welche die Bestimmung haben, durch Verringerung der Wassergeschwindigkeit das Abwasser möglichst von den Schwimm-, Sink- und Schwebestoffen zu befreien.

In jeder Gruppe sind 6 Sedimentierbecken, Fig. 15 bis 17, angeordnet, die aus Betriebsrücksichten paarweise nebeneinander liegen. Die Grundfläche jedes Beckens beträgt

in der Sohle gemessen . . . . 361 qm
im Normalwasserspiegel . . . . 810 »

bei $3{,}15$ m Wassertiefe. Hieraus ergibt sich ein Fassungsraum jedes Beckens von rd. 1800 cbm.

Böschungen und Sohle der Becken sind mit Betonplatten bekleidet, um ein Eindringen von Wasser in den Untergrund zu verhüten. Die Sohle jedes Beckens hat beiderseitiges Gefälle nach einer in der Achse angeordneten halbkreisförmigen Mulde, die in einem Pumpensumpf endigt, der zwecks Reinigung der Becken vom Schlamm angeordnet ist.

Die Becken sind untereinander durch Ueberläufe verbunden, deren Sohle auf $+60{,}00$ N. N. liegt; diese können durch Schützen gegenseitig so abgeschlossen werden, daß das Abwasser bei normalem Betriebe zwangsweise durch sämtliche 6 Becken laufen muß, ehe es zum Abfluß aus der Vorreinigeranlage gelangt.

Um die Sinkstoffablagerung zu fördern, sind an den Ueberläufen den Böschungsflächen parallel liegende Monierplatten eingebaut, s. Fig. 18. Diese verhindern gleichzeitig den Austritt von Schwimmkörpern aus den Becken.

Bei abnormalem Betriebe, d. h. bei Entfernung des Schlammes aus einem der sechsBecken, wird das Abwasser durch Umschaltung der Schütztafeln gezwungen, stets durch die übrigen in Betrieb befindlichen fünf Becken zu laufen. Durch Einsetzen von $0{,}50$ m hohen Ueberfalltafeln oder Dammbalken in die freien Ueberläufe kann die Wassertiefe von $3{,}15$ m auf $3{,}50$ m gesteigert werden, wodurch der Fassungsraum eines jeden Beckens von 1800 cbm auf 2100 cbm zunimmt, so daß die Ausschaltung eines Beckens zum Entschlammen ohne erstoß gegen die landespolizeilichen Bedingungen zulässig ist.

Eine Ueberdachung der Sedimentierbecken ist nicht beabsichtigt; es sind jedoch, um gegen alle Zufälligkeiten gesichert zu sein, in der Betonbekleidung der Becken Grundmauern für End- und Mittelstützen einer künftigen Ueberdeckung ausgeführt, so daß sie nötigenfalls ohne jede Betriebstörung oder Erschwerung hergestellt werden kann.

3) Biologische Körper.

a) Sammelkammer.

Aus dem letzten Sedimentierbecken fällt das Abwasser, das nunmehr von den gröberen Sinkstoffen befreit ist, wehrartig in eine den Becken V und VI vorgelagerte Sammelkammer von $56{,}8 \times 2{,}5 = 142$ qm Grundfläche, um von hier aus mit Unterbrechungen den biologischen Körpern zugeführt zu werden. In der Mitte des Bodens der Sammelkammer zweigt nach den biologischen Körpern ein 900 mm weites Abfallrohr ab, dessen Verschluß durch ein Zylinderschütz, Fig. 19, von 80 cm Höhe gebildet wird. Dieses ist durch unveränderliche Gegengewichte derartig ausbalanziert, daß bei entleerter Sammelkammer eine geringe, aber genügende Neigung zum Verschluß des Abfallrohres vorhanden ist.

Sobald in der Sammelkammer ein bestimmter Wasserstand erreicht ist, tritt aus einem mit der Sammelkammer verbundenen Brunnen vermittels eines Ueberlaufrohres Abwasser in ein Auffangegefäß, das mit den Gegengewichten verbunden ist. Hierdurch erhalten diese nach und nach das Uebergewicht, heben das Zylinderschütz ab und geben das Abfallrohr für den Abfluß des Wassers aus der Sammelkammer frei. Ist der Wasserstand in der Sammelkammer und dem Brunnen bis zu einer gewünschten Höhe abgesunken, da der Abfluß größer ist als der Zufluß, so öffnet ein in dem Brunnen angeordneter Schwimmer das Bodenventil des Auffangegefäßes, und dieses wird hierdurch entleert. Das Zylinderschütz erhält nach und nach wieder das Uebergewicht, schließt selbsttätig das Abfallrohr und das Spiel beginnt von neuem. Um Stöße zu vermeiden, ist in dem

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Gesundheitsingenieurwesen) werden an Mitglieder postfrei für 75 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

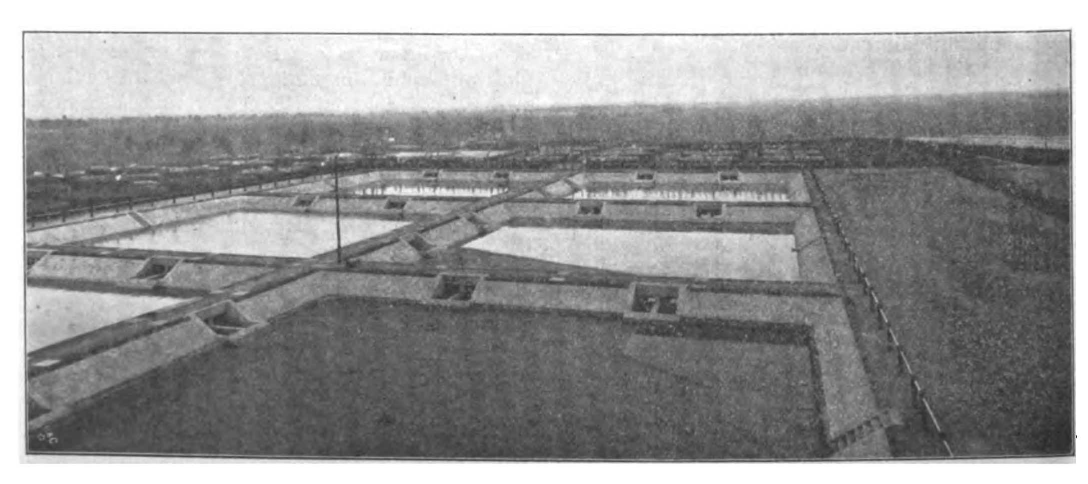
Fig. 15 bis 17. Sedimentierbecken (Vorreinigeranlage).

Schnitt *a-b*.

Sammelbecken

Absturzschacht

vom Verteilbrunnen



Seilzug zwischen Gegengewicht und Schütz ein Bremszylinder eingeschaltet, dessen Kolben bei Eintritt von Bewegungen die im Zylinder enthaltene Luft durch verstellbare Oeffnungen hinauspressen muß und somit als Luftpuffer wirkt. Die Füllung der Sammelkammer kann innerhalb der Grenzen von 0,30 bis 0,60 m Höhe beliebig eingestellt werden; es bedarf hierzu nur der Regelung eines in den Seilzug zwischen Schwimmer und Bodenventil des Auffangegefäßes eingeschalteten Spannschlosses. Ueberhaupt sind alle Teile der Verschlußvorrichtung so bemessen, daß eine weitgehende Regelbarkeit gewährleistet ist, damit unvermeidliche Ungenauigkeiten der theoretischen Berechnungen durch Versuche innerhalb weiter Grenzen praktisch ausgeglichen werden können.

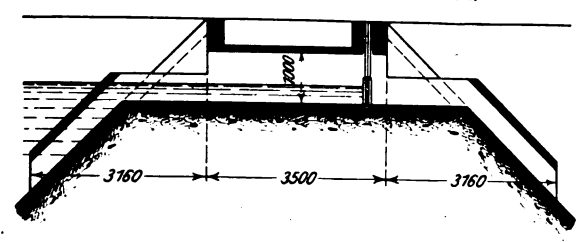
Sämtliche Bewegungen der Verschlußvorrichtung sind zwangläufig und werden durch das Wasser selbst betätigt, so daß eine Bedienung von Menschenhand vollkommen überflüssig wird. Selbst wenn infolge einer unvorhergesehenen Störung, z. B. infolge Seilbruches, die Verschlußvorrichtung



versagen sollte, kann die Kammer durch Unterspülung usw. nicht gefährdet werden, weil dann das durch die Pumpen der Kanalwasserhebewerke fortdauernd zugeführte Wasser über den oberen Rand des oben offenen Zylinderschützes in das Abfallrohr eintreten und abfließen muß, ohne über die Um-

Fig. 18.

Ueberlauf an den Sedimentierbecken.



fassungswände der Sammelkammer strömen und dadurch Schaden anrichten zu können.

Die mit Unterbrechungen arbeitende Beschickung der biologischen Körper wird in der Sammelkammer selbsttätig verzeichnet und überwacht.

messer und 2,5 m Höhe ausgeführt, Fig. 20; jeder Körper hat 785 cbm Rauminhalt.

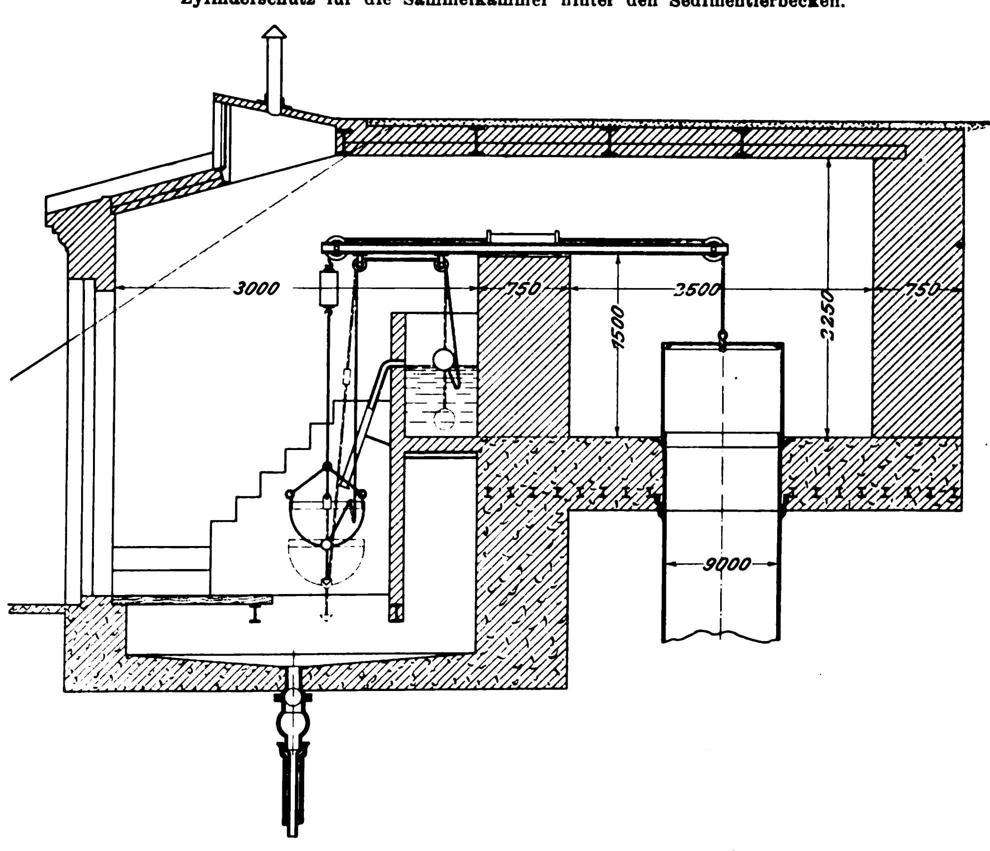
Die Tropfkörper, Fig. 21, sind auf einer von dem Mittelpunkt nach den Seiten mit Gefälle versehenen, aus Beton hergestellten Grundplatte aufgebaut, auf der des besseren Wasserabflusses wegen Abzugleitungen aus Ziegelflachschichten verlegt sind. Die Abbauerzeugnisse der biologischen Körper können hierdurch ungehindert abgeschwemmt werden, ohne sich anzusammeln und Fäulnisherde zu bilden. Das aus den Abzugleitungen austretende Wasser fließt in eine den ganzen Körper umgebende muldenförmige Betonrinne, aus der es durch Schächte den unterirdischen Entwässerungsanlagen zufließt.

Die Körper sind aus großstückigem Schmelzkoks aufgebaut; die Korngröße schwankt zwischen Faust- und Kopfgröße. Aus den ausgesucht größten Stücken ist eine etwa 0,5 m starke Schicht über den Abzugleitungen sowie der äußere Mantel der Körper als Trockenpackung mit einer Böschung 4 : 1 hergestellt, während der Kern geschüttet ist. In Höhe von 1,25 m über der Sohle sind 8 von innen nach außen laufende, halbseitig durchlochte Tonrohrstränge eingebaut, um eine ausreichende Lüftung der Körper zu sichern.

Aus Schmelzkoks sind 51 Körper hergestellt; für 3 Kör-

Fig. 19.

Zylinderschütz für die Sammelkammer hinter den Sedimentierbecken.



b) Tropfkörper.

Aus der Sammelkammer gelangt das Abwasser durch das Abfallrohr, das sich in einzelne, immer kleinere Durchmesser annehmende Druckrohrstränge auflöst, nach den biologischen Körpern. Die reichlich zur Verfügung stehenden Höhenunterschiede des Geländes wiesen von vornherein auf die Ausführung von biologischen Tropfkörpern im Gegensatz zu biologischen Kontaktkörpern hin, weil erfahrungsgemäß jene bei ausreichendem, diese bei geringem Höhenunterschiede vorteilhafter sind.

Für die Wasserverteilung über den biologischen Körpern ist das Sprinklerverfahren gewählt, weil es im Gegensatz zu festen Düsen, Rinnen und dergl. die gleichmäßigste Verteilung des Abwassers über die Oberfläche der Körper gewährleistet. Hieraus ergab sich die kreisrunde Form von selbst. Für den ersten Ausbau sind 56 Körper von je 20 m mittlerem Durch-

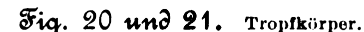
per ist probeweise großstückiger Klinkerbruch, für je einen Körper Kalkstein und Betonbruch verwendet worden, um für die künftige Erweiterung Unterlagen in bezug auf das preiswerteste und geeignetste Material zu gewinnen.

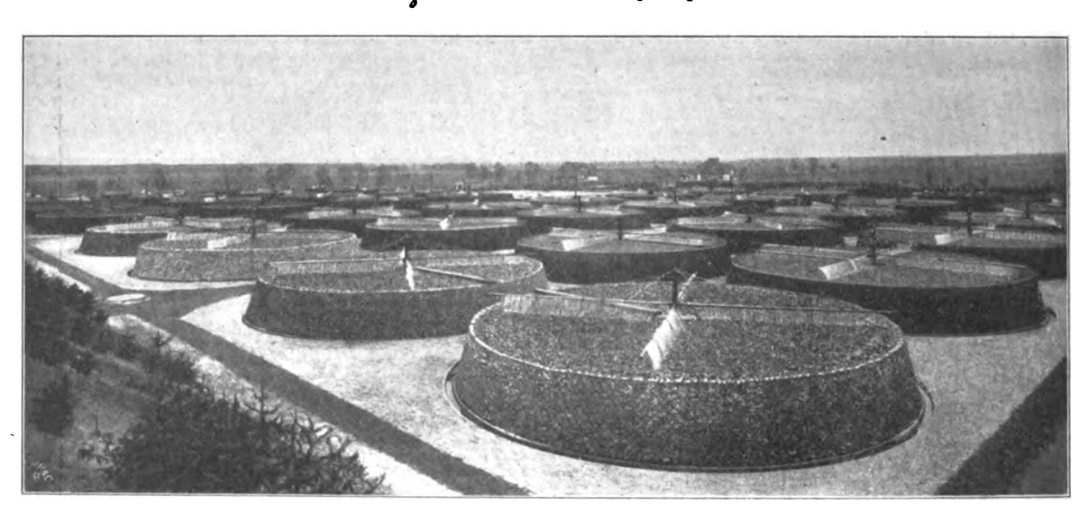
In der Mitte jedes Körpers ist der Sprinkler, Fig. 22 und 23, angeordnet. Er besteht im wesentlichen aus einem senkrechten gußeisernen Standrohr von 200 mm Dmr., das wasserdicht mit dem ebenso weiten Zuflußrohr des Körpers durch ein Kniestück verbunden ist. Der Kopf des Standrohres trägt ein kreisrundes, doppelwandiges Gefäß und den mit 4 Oeffnungen versehenen festen Lagerstuhl der Sprinklerhaube. Diese Teile sind fest und starr unter sich und durch die Standrohranker mit einem Betongrundmauerwerk verbunden. Die Sprinklerhaube ruht drehbar mittels eines Spurzapfens auf dem Lagerstuhl und taucht glockenartig in die Quecksilberfüllung des feststehenden doppelwandigen Gefäßes. Die Höhe des

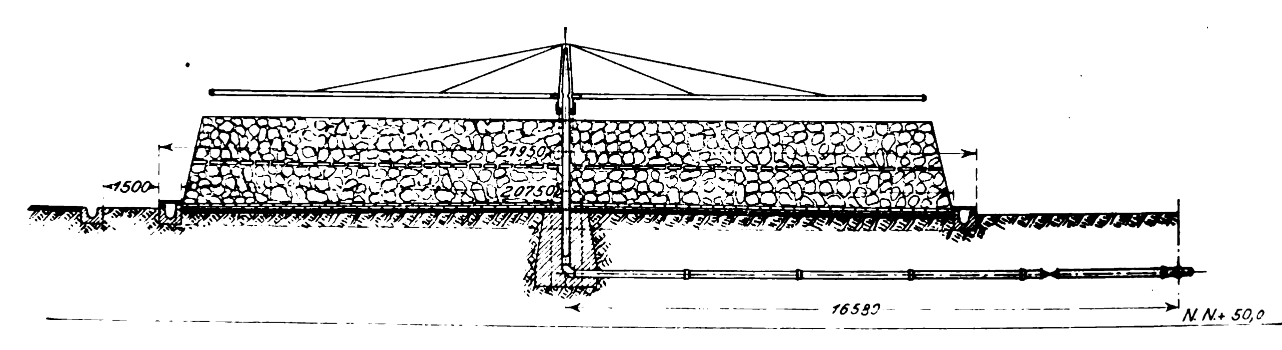
Quecksilberverschlusses, Fig. 22, ist so gewählt, daß das Abwasser nicht austreten kann. An der Haube sind 4 wagerechte Röhren von je 100 mm Dmr., die Sprinklerarme, befestigt, durch die das Abwasser den biologischen Körpern zugeführt wird. Die Sprinklerarme sind von der Sprinklermitte aus gesehen sämtlich an einer und derselben (linken) Seite so gelocht, daß das Wasser in wagerechter Richtung senkrecht zur Rohrachse auszutreten gezwungen ist und durch den Rückstoß den Sprinkler in Drehung setzt. Der Gesamtquerschnitt der 3 mm weiten Löcher ist mit Rücksicht auf Verstopfungen durch Rost, Schwebestoffe usw. etwa 25 vH größer als der Rohrquerschnitt. Die Löcher sind so auf dem Arme verteilt, daß ihre Anzahl von der Mitte nach außen hin entsprechend dem zu besprengenden Ringe zunimmt; es erhält also, wenigstens theoretisch, jedes Quadratmeter Sprinkleroberfläche die gleiche Abwassermenge. Die Rohre sind mit Rundeisen an der Spitze der Haube aufgehängt, so daß sie sich nicht durchbiegen können. An den dagegen die Wasserdichtigkeit zwischen den ruhenden und den sich drehenden Teilen des Sprinklers in einwandfreier Weise gesichert.

Die Tropfkörper werden, wie bereits bei Beschreibung der Sammelkammer erwähnt, mit Unterbrechung beschickt. Die Zeit zwischen zwei aufeinander folgenden Beschickungen hängt von der jeweilig zugepumpten Wassermenge sowie von der Einstellung des Schwimmers in der Sammelkammer ab. Sie beträgt zurzeit etwa 12 Minuten, von denen $^1/_2$ bis 1 Minute auf die Beschickung der Tropfkörper, der Rest auf die Ruhepause zwischen zwei Beschickungen entfällt. Bei voller Ausnutzung der Kläranlage werden sich diese Werte auf etwa $^1/_2$ und 5, insgesamt also $5^1/_2$ Minuten verringern.

Jeder Körper kann durch Schließen eines in der Zuführleitung angeordneten Spindelschiebers ganz aus dem Betrieb ausgeschaltet oder sein Zufluß beliebig geregelt werden. Es ist hierdurch die Möglichkeit gegeben, einmal alle


Fig. 20 und 21. Tropfkörper.





freien Enden sind sie durch leicht zu öffnende Klappen verschlossen und können auf diese Weise mit Bürsten gereinigt werden. Eine Schrägstellung der Sprinkler bei Wind wird durch 4 Führrollen, Fig. 22 und 23, verhindert, die unter gewöhnlichen Verhältnissen nicht in Tätigkeit treten.

Um bei scharfem Frost das Einfrieren des Wassers, das sonst in dem Sprinkler bis zur Unterkante der Arme stehen bleiben würde, zu verhüten, ist das Standrohr in einem besteigbaren und luftdicht abzudeckenden Schacht angeordnet. In Höhe von 1,20 m über der Schachtsohle zweigt aus dem Standrohr ein Entleerrohr ab, das, absperrbar eingerichtet, in den biologischen Körper führt. Während der Frostzeit bleibt der Absperrhahn geöffnet, so daß das Wasser nach Beendigung der Beschickung bis auf 1,30 m unter der Oberfläche des Sprinklers oder der Schachtabdeckung absinkt und hierdurch dem Einfluß des Frostes entzogen wird.

Durch die Aufhängung der sich drehenden Sprinklerteile auf einem einzigen, leicht zugänglichen und bedienbaren Spurzapfen unter Wegfall jeder gleitenden Reibung ist eine leichte Drehbarkeit, durch den Quecksilberverschluß Körper gleichmäßig mit Abwasser zu belasten, wie dies ein normaler Betrieb erwünscht macht, anderseits aber auch jeden einzelnen Körper mehr zu belasten und hierdurch weitgehende Versuche im Großen darüber anzustellen, ob und in welchem Maße die Leistung ohne Verringerung der Güte gesteigert werden kann; eine Maßnahme, die für die künftige Erweiterung der biologischen Anlagen von größter Wichtigkeit ist.

Die Sprinkler sind fast durchweg aus Gußeisen, besonders stark beanspruchte Teile aus Stahlguß hergestellt; zu den Lagerteilen ist Rotguß, für die Arme Mannesmannröhren verwendet worden.

c) Nachreinigeranlagen.

1) Absetzbecken.

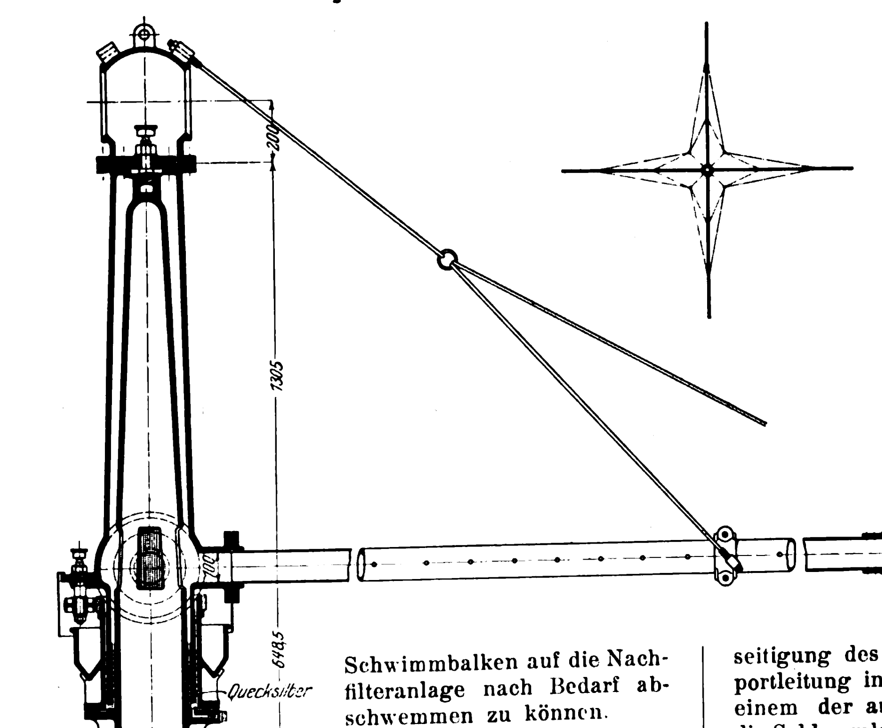
Aus den Tropfkörpern gelangt das Abwasser durch Einfallschächte in das Ableitnetz und durch einen Sammelkanal nach der Nachreinigeranlage, die wie die Vorreinigeranlage aus 6 Becken besteht.

Die Grundfläche jedes Beckens beträgt

in der Sohle . . . . 140 qm
im Normalwasserspiegel . . . . 460 »

bei 3,20 m Wassertiefe. Hieraus ergibt sich ein Inhalt jedes Beckens von 910 cbm bei einem Gesamtfassungsvermögen der Nachreinigeranlage von 5460 cbm. Bauweise und Anordnung der Becken für die Nachreinigung sind fast genau dieselben wie die für die Vorreinigung, so daß sich weitere Erläuterungen erübrigen. Es möge nur noch erwähnt sein, daß jedes Nachreinigerbecken mit zwei Schwimmbalken ausgerüstet ist, und daß die in Höhe des Normalwasserspiegels liegenden Tauchplatten wegnehmbar sind. Diese Anordnungen haben den Zweck, die sich zeitweise hier bildende Schwimmdecke, die hauptsächlich aus abgestorbenen Schmetterlingsfliegen und den Puppenhüllen dieser Fliege besteht, mittels der Schwimmbalken auf die Nachfilteranlage nach Bedarf abschwemmen zu können.

Fig. 22 und 23. Sprinkler.



2) Nachfilteranlage.

Das aus der biologischen Kläranlage abfließende Wasser kann entweder unmittelbar in die Abflußleitung nach dem Teltowkanal abgelassen oder durch Umschalten von Schiebern auch zur weiteren Behandlung nach Chorley-Filtern geleitet werden. Die Chorley-Filter erhalten für den ersten Ausbau der Anlagen eine nutzbare Fläche von 28000 qm, so daß 1 qm täglich rd. 0,75 cbm geklärtes Wasser zu verarbeiten hat. Diese Filter haben einen doppelten Zweck, einmal sollen sie im geklärten Wasser noch befindliche Abbauprodukte der biologischen Körper, die sich in dem Nachreinigerbecken noch nicht abgesetzt haben, durch Sandfiltration abfangen, sodann die Keimzahl des geklärten Wassers verringen. Aus Betriebsrücksichten ist die gesamte Nachfilteranlage in 4 ungleich große Felder zerlegt; jedes Feld kann für sich unter Wasser gesetzt werden. Sohle und Böschungen der Felder sind mit Betonplatten bekleidet, um ein Eindringen von Wasser in den Untergrund und bei der hohen Lage der Nachfilteranlage zu den umliegenden Ländereien zu verhüten, da sonst die Umgebung versumpfen würde. Die Höhe der aus Sand aufgebrachten Filterschicht schwankt zwischen 0,60 m und 0,80 m. Das Wasser wird zu den Filtern durch eine gemeinschaftliche, angenähert in der Schwerachse der Filter angeordnete Zuflußrinne zugeführt, die in den Trennungsdämmen scharf abfällt und hier durch Schützen abgesperrt werden kann. Das filtrierte Wasser wird durch ein System von Saug- und Sammelröhren gesammelt und in die die Nachfilteranlage einfassenden Sammelgräben geleitet, welche mit der Abflußleitung nach dem Teltowkanal verbunden sind.

d) Schlammablageranlage.

Sowohl Vorreiniger- als auch Nachreinigerbecken haben Vorkehrungen zum Entschlammen erhalten. An den beiden Langseiten der Vorreinigerbecken sind 200 mm weite Gußrohrleitungen für den Schlammtransport verlegt, von denen in der Mittelachse jedes Beckens Anschlußstutzen mit Schieber- und Blindflanschverschluß abzweigen. Die beiden Leitungen vereinigen sich zu einer nach den Schlammbecken führenden Sammelleitung, in der vor dem ersten Becken ein Verschlußschieber eingebaut ist.

Außer dieser Schlammleitung ist auf dem Trennungsdamm zwischen den Vorreinigerbecken eine 100 mm weite Gußrohrleitung zum Abhebern des vorgereinigten Wassers in das Abfallrohr der Sammelkammer bis zur Ordinate + 54,00 N. N. hineingeführt, die an dem höchsten Punkt einen Anschlußstutzen für eine Luftpumpe hat. Auch hier zweigen in der Mittelachse jedes Beckens Anschlußstutzen ab, die mit Blindflanschen verschlossen sind. Ergibt eine von Flößen vorgenommene Peilung, daß die Entschlammung eines Beckens angezeigt ist, so wird das Becken außer Betrieb gesetzt, nach Entfernung des Blindflansches an den 100 mm weiten Stutzen ein Schlauch angeschraubt, die Luftpumpe in Tätigkeit gesetzt und zunächst das vorgereinigte Wasser nach dem Abfallrohr der Sammelkammer abgehebert; mit Hülfe der zum Peilen der Schlammablagerung dienenden Flöße entnimmt der Schlauch der Heberleitung das Wasser stets unmittelbar unter der sich absenkenden Wasserspiegelfläche. Nach Beseitigung des vorgereinigten Wassers tritt die Schlammtransportleitung in Tätigkeit. Durch Anstauen des Abwassers in einem der andern Becken mit Hülfe der Schütztafeln wird die Schlammleitung bis zu dem Schieber am ersten Schlammbecken mit Wasser gefüllt, nachdem der 200 mm weite Schlauch an den Stutzen angesetzt ist; sodann werden die Schieber gleichzeitig geöffnet. Durch die infolge der bedeutenden Höhenunterschiede sich einstellende Heberwirkung wird der Schlamm aus dem Becken abgesaugt. Die dickflüssigen, zu unterst abgelagerten Sinkstoffe werden durch langsames Zulassen von Abwasser aus dem benachbarten Becken solange verdünnt und mit Besen, Schrubbern und Scharren ähnlicher Ausführung, wie sie zum Reinigen von Asphaltstraßen benutzt werden, nach dem in jedem Becken angeordneten Sumpf abgeschoben, bis der Schlamm durch die Heberleitung vollständig beseitigt ist.

Die Nachreinigerbecken werden genau nach denselben Grundsätzen entschlammt, nur mit dem Unterschiede, daß hier der Schlamm durch eine fahrbare Pumpe mit Benzinlokomobile in die Schlammleitung hineingedrückt wird, weil die zum Abhebern erforderliche Höhe nicht mehr zur Verfügung steht. Das geklärte Wasser der Nachreinigerbecken dagegen wird ebenfalls durch eine Heberleitung, die in dem Schacht am unteren Ende der Nachfilteranlage endigt, abgehebert.

Die Schlammleitung der Nachreinigeranlage vereinigt sich mit derjenigen der Vorreinigeranlage zu einer gemeinschaftlich nach den Schlammablageranlagen führenden Stammleitung. Für die Schlammablagerung sind 13 Becken von je etwa 1 Morgen Größe vorgesehen; die mittlere nutzbare Tiefe beträgt durchschnittlich 1,30 m, so daß rd. 30000 cbm Schlamm untergebracht werden können. Der Schlamm kann jedem Becken besonders zugeführt werden.

Zahlen-
Untersuchungsergebnisse der am 3. Mai 1907 seitens der Königlichen Versuchs- und Kläranlage zu Stahnsdorf und im Vorfluter

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Nr. des Probeneinlaufbuches	Bezeichnung der Probe	Zeit der Entnahme		Temperatur in °C		Äußere Beschaffenheit, 24 Stunden nach der Entnahme bestimmt					Reaktion	in 1 ltr des unfiltrierten Wassers sind enthalten mg			in 1 ltr …							
												suspendierte Stoffe		Schwefelwasserstoff (H_2S)	Abdampfrückstand		Chlor (Cl)	Stickstoff				
		Tag	Stunde	des Wassers	der Luft	Klarheit	Durchsichtigkeit	Farbe	Geruch	Bodensatz (Menge, Farbe usw.)		gesamt	Glühverlust		gesamt	Glühverlust		Gesamt-	Nitrat-	Nitrit-	[illegible]	[illegible]
869	Rohwasser, entnommen aus dem Mündungsbauwerk	3. V. 1907	11[55] vorm.	11,8	+ 12	trübe	—	schmutzig gelbgrau	jauchig, fäkalartig	ziemlich reichlich, schwarzflockig	alkalisch	—	—	starke Reaktion	—	—	184	122	0	0	110	12
870	Vorreinigeranlage: Abfluß, entnommen am Ueberlauf in der Verteilkammer	3. V. 1907	12[20] nachm.	11,0	+ 12	trübe	—	gelbgrau	schwach jauchig, fäkalartig	gering, grauflockig	alkalisch	—	—	starke Reaktion	—	—	164	95	0	0	89	6
871	Tropfkörper: Abfluß von F 6	3. V. 1907	12[27] vorm.	10,5	+ 12	schwach trübe	—	gelb	dumpfig, moorig	ziemlich gering, fein braunflockig	amphoter	—	—	0	—	—	138	65	10		48	7
872	Tropfkörper: Abfluß von D 6	3. V. 1907	12[30] nachm.	10,5	+ 12	schwach trübe	—	gelblich	dumpfig, moorig	gering, fein braunflockig	amphoter	—	—	—	—	—	144	57	10		41	6
873	Nachreinigeranlage. Zufluß, entnommen vor der Tauchwand von Becken 1	3. V. 1907	12[45] nachm.	9,0	+ 12	schwach trübe	—	gelblich	schwach dumpfig	gering, fein braunflockig	amphoter	—	—	0	—	—	152	68	7		49	12
874	Nachreinigeranlage: Abfluß, entnommen aus Becken 6	3. V. 1907	12[59] nachm.	10,0	+ 12	schwach trübe	—	gelblich	schwach dumpfig	gering, fein braunflockig	amphoter	—	—	0	—	—	138	72	21		44	7
875	Nachfilteranlage: Abfluß, entnommen aus der Abflußleitung von Filter 2	3. V. 1907	1[25] nachm.	9,5	+ 12	schwach trübe	—	gelblich	schwach dumpfig	Spuren	schwach alkalisch	—	—	0	—	—	142	64	17		43	4
876	Abflußkanal: Abfluß vor Einmündung in den Upstallgraben	3. V. 1907	8[20] nachm.	10,0	+13,5	schwach trübe	—	gelblich	schwach dumpfig	Spuren	schwach alkalisch	—	—	0	—	—	140	—	—	—	—	—
877	Beke, entnommen vor dem Ausfluß in den Teltowkanal	3. V. 1907	4[0] nachm.	10,0	+13,5	schwach trübe	—	gelblich	schwach dumpfig	gering, fein braunflockig	schwach alkalisch	—	—	0	—	—	128	47	11		33	3
878	Teltowkanal rd. 130 m oberhalb der Bekeeinmündung	3. V. 1907	4[15] nachm.	10,5	+13,5	opaleszierend	—	ganz schwach gelblich	erdig	gering, fein braunflockig	schwach alkalisch	—	—	0	—	—	31	4	0	0	1	3
879	Teltowkanal rd. 100 m unterhalb der Bekeeinmündung	3. V. 1907	4[30] nachm.	10,5	+13,5	opaleszierend	—	schwach gelblich	ganz schwach dumpfig	gering, fein braunflockig	schwach alkalisch	—	—	0	—	—	34	5	1		1	1

tafel 3.

Prüfungsanstalt für Wasserversorgung und Abwässerbeseitigung auf der biologischen entnommenen Abwasser- und Wasserproben.

24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
Wassers			unfiltriertes Wasser			Schlamm		filtriertes Wasser		
halten mg										
Kalk (CaO)	Schwefelsäure (SO_3)	werden verbraucht mg Kaliumpermanganat ($KMnO_4$)	Methylenblauprobe bei 37°, Farbe nach 3 Stunden	äußere Beschaffenheit der bei 22° C 10 Tage lang in geschlossener, vollständig gefüllter Flasche unter Lichtabschluß aufbewahrten Probe	Auftreten des Schwefelwasserstoffs nach Tagen	in ltr auf 1 cbm Wasser	Wassergehalt in vH	Methylenblauprobe bei 37°, Farbe nach 3 Stunden	äußere Beschaffenheit der bei 22° C 10 Tage lang in geschlossener, vollständig gefüllter Flasche unter Lichtabschluß aufbewahrten Proben	Auftreten des Schwefelwasserstoffs nach Tagen
—	—	271	entfärbt	Klarheit: schwach trübe Farbe: schmutzig gelb Geruch: jauchig, fäkalartig Bodensatz: ziemlich reichlich schwarzflockig	sogleich nach Einlauf ins Laboratorium	1,55	84,4	entfärbt	Klarheit: opaleszierend Farbe: gelb Geruch: schwach jauchig, fäkalartig Bodensatz: gering, fein braunflockig	sogleich nach Einlauf ins Laboratorium
—	—	196	entfärbt	Klarheit: schwach trübe Farbe: gelbgrau Geruch: schwach jauchig, fäkalartig B.densatz: gering grauflockig	sogleich nach Einlauf ins Loboratorium	0,85	93,7	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: schwach jauchig, fäkalartig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0
—	—	62	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: gelb Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	0,80	92,6	blau	Klarheit: fast klar Farbe: schwach gelblich Geruch: fast geruchlos Bodensatz: Spuren	0
—	—	61	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: dumpfig, moorig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	2,30	95,2	blau	Klarheit: fast klar Farbe: gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: Spuren	0
—	—	68	blau	Klarheit: opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: ziemlich reichlich, fein braunflockig	0	2,0	96,2	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: schwach gelblich Geruch: geruchlos Bodensatz: Spuren	0
—	—	70	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	0,43	95,3	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: schwach gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0
—	—	55	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: Spuren	0	in 200 ccm nicht bestimmbar		blau	Klarheit: fast klar Farbe: schwach gelblich Geruch: geruchlos Bodensatz: —	0
—	—	55	blau	Klarheit: — Farbe: — Geruch: — Bodensatz: —	—	—	—	blau	Klarheit: — Farbe: — Geruch: — Bodensatz: —	—
—	—	50	blau	Klarheit: opaleszierend Farbe: gelblich Geruch: schwach dumpfig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	0,20	97,6	blau	Klarheit: fast klar Farbe: schwach gelblich Geruch: geruchlos Bodensatz: —	0
—	—	46	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: ganz schwach gelblich Geruch: schwach erdig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	in 200 ccm nicht bestimmbar		blau	Klarheit: klar Farbe: fast farblos Geruch: geruchlos Bodensatz: —	0
—	—	45	blau	Klarheit: schwach opaleszierend Farbe: schwach gelblich Geruch: ganz schwach dumpfig Bodensatz: gering, fein braunflockig	0	0,23	97,8	blau	Klarheit: klar Farbe: fast farblos Geruch: geruchlos Bodensatz: —	0



e) Nebenanlagen.

Die auf der Kläranlage beschäftigte Mannschaft ist in zwei Dienstwohngebäuden untergebracht: in dem Arbeiterwohnhause 4 Klärwärter, deren Wohnung aus je 2 Stuben, Kammer und Küche, in dem Beamtenwohnhause der Klärmeister, dessen Wohnung aus 4 Zimmern, Küche und Speisekammer besteht. Außer der Wohnung des Klärmeisters sind in diesem Gebäude noch ein chemisches Laboratorium mit Benoidgasanlage, ein Sitzungszimmer und ein Uebernachtungsraum vorhanden. Das für sämtliche Familien gemeinschaftliche Wirtschaftgebäude enthält die Räume für die Unterbringung von Brennstoff sowie die Waschküche, den Trockenboden und einen Stall für 2 Pferde.

Das nach dem vollständigen Ausbau der biologischen Kläranlagen im Mittelpunkt liegende Dienstgebäude enthält je ein Dienstzimmer für den Klärmeister und die Klärwärter, ein Telephonzimmer und ausreichende Räume für die Unterbringung der Benzinlokomobile, der tragbaren Pumpen und sonstiger für den Betrieb erforderlicher Geräte. Die feuergefährlichen Stoffe, wie Benzin, Petroleum, Gasolin usw., sind in einem isoliert stehenden, massiv überwölbten und mit Boden überschütteten Lagerraum untergebracht.

Die Kläranlage ist mit sämtlichen Pumpwerken durch ein unterirdisch verlegtes Telephonkabel verbunden.

D) Abflußleitung.

Die 3,3 km lange Abflußleitung führt nicht unmittelbar in den Teltowkanal, sondern in die Beke, die kurz unterhalb der Machnower Schleuse in das Unterwasser des Teltowkanales mündet. Die Höhenlage der Abflußleitung unmittelbar vor dem Einfluß in die Beke ist jedoch so gewählt, daß jederzeit eine Verbindung mit dem Oberwasser des Teltowkanales hergestellt und das geklärte Wasser als Aufschlagwasser für den Schleusenbetrieb benutzt werden kann.

Die Abflußleitung ist aus den gleichen Gründen wie die Zuflußleitung sofort für den vollen Ausbau sämtlicher Zweckverbandgemeinden bemessen. Sie besteht auf dem größten Teil aus Betonröhren von 1,0/1,50 m lichter Weite.

E) Verschiedenes (Betriebserfahrungen, Kosten).

Der bisherige Ausbau der biologischen Kläranlage einschließlich der Chorley-Filter, jedoch ausschließlich der Schlammablageranlage nimmt eine Fläche von 12,2 ha in Anspruch. Für die Vergrößerung der Anlagen sind weitere 21,5 ha zu rechnen, so daß für die Schlammablagerung 33 ha verbleiben. Ob diese Fläche dauernd genügen wird, entzieht sich zurzeit der Beurteilung, da noch nicht zu übersehen ist, ob der Schlamm bei der im Umkreise wohnenden ackerbautreibenden Bevölkerung Abnahme finden wird oder nicht. Für die Erweiterung der biologischen Anlagen, die entsprechend dem bisherigen Zuwachs der Bevölkerung der Verbandgemeinden voraussichtlich erst in etwa 10 Jahren erforderlich sein wird, steht ausreichend Zeit zur Verfügung, um eingehende Erfahrungen im Betriebe zu sammeln. Die seit der Betriebseröffnung am 1. September 1906 verflossene Zeit ist noch zu kurz, um endgültige Ergebnisse schon jetzt erwarten zu können.

Immerhin haben aber bereits die drei kalten Zeitabschnitte des letzten Winters im Dezember 1906, im Januar und im Februar 1907, in denen die Temperatur bis auf — 21,5° C fiel, einige Fingerzeige über wünschenswerte Abänderungen ergeben, die im Laufe dieses Jahres ausgeführt worden sind. So erwies sich die Bohrung der Löcher in den Sprinklerarmen mit 3 mm Dmr. als zu klein; es trat, trotzdem das vorgereinigte Wasser an den kältesten Tagen immer noch + 5,5° C aufwies, eine so starke Verstopfung der Löcher durch Vereisung auf, daß nur unter zeitweiliger Vermehrung der Betriebsmannschaften und durch außergewöhnliche Maßregeln, wie Auftauen mit petroleumdurchtränkten Lappen, der Betrieb aufrecht erhalten werden konnte. Begünstigt wurde die Vereisung noch durch die Geringfügigkeit der während der Nachtzeit nach der Kläranlage abgepumpten Abwassermenge, die die Zeitabschnitte zwischen zwei Beschickungen häufig auf mehr als eine Stunde ausdehnte. Sofort nach Ablauf der kalten Zeit im Dezember 1906 wurden daher bei einem Sprinkler neue Löcher von 10 mm Dmr. unter entsprechender Verringerung der Gesamtzahl probeweise ausgeführt, die sich in den beiden folgenden kalten Zeitabschnitten so gut bewährten, daß jetzt alle Sprinkler mit Löchern von 10 mm Dmr. versehen werden. Es ist somit zu erwarten, daß dieser Uebelstand dauernd behoben ist.

Fernere Schwierigkeiten bereitete das Freihalten der muldenförmigen Rinnen um die biologischen Körper von Eis und noch mehr von Schneeverwehungen, vergl. Fig. 24, die ein Austreten des geklärten Wassers auf die Wege zur Folge hatten. Die Rinnen sind daher jetzt erhöht und mit Monierplatten abgedeckt worden, die im Winter mit Boden oder Schnee überdeckt werden sollen.

Fig. 24. Tropfkörper im Schnee.

Weitere wichtige Erfahrungen insbesondere bezüglich anderweitiger Bemessung der einzelnen Teile werden die bereits in die Wege geleiteten Untersuchungen chemischer, bakteriologischer und biologischer Art, die in die Hände der kgl. Versuchs- und Prüfungsanstalt für Wasserversorgung und Abwasserbeseitigung gelegt sind, zeitigen.

Nach der ersten Untersuchung der Abwasser ist folgendes Gutachten von der Anstalt abgegeben worden:

»Am Tage der Besichtigung war normaler Pumpbetrieb; es wurde, da es in den Tagen vorher nicht geregnet hatte, nur Schmutzwasser gefördert. Das in dem Mündungsbauwerk austretende Rohwasser (Probe 869) besaß die aus Zahlentafel 3 (s. S. 2030/31) ersichtliche Beschaffenheit. In dem seit seiner Inbetriebsetzung (1. September 1906) noch nie gereinigten Bauwerk zeigte sich das Aufsteigen einzelner, durch Gase gehobener Fladen, die nach Entweichen der Gase wieder zu Boden sanken. Ein unangenehmer Geruch war in der Nähe des Bauwerkes nur unbedeutend zu bemerken. Andre unangenehme Gerüche waren auf der Anlage am Besichtigungstage nicht zu beobachten. Das Rohwasser besaß die für vorgefaulte Abwässer charakteristischen Eigenschaften; auffallend ist aber sein hoher Gehalt an Stickstoffverbindungen und dann die geringe Menge der suspendierten Stoffe (vergl. die Spalte: Schlamm).

Die Becken der Vorreinigeranlage waren sämtlich in Betrieb. Auf Becken 1 fand sich eine das ganze Becken bedeckende, 3 bis 4 cm dicke, grünlich-weiße Schwimmschicht. Das Becken war vor etwa 8 Wochen zum erstenmal gereinigt worden. Becken 2 besaß eine bedeutend weniger mächtige, das Becken nur zur Hälfte bedeckende Schwimmschicht von mehr schwärzlicher Farbe; in den übrigen Becken fehlten Schwimmschichten nahezu vollständig. Becken 2 bis 6 waren wie Becken 1 einmal, und zwar vor 8 bis 6 Wochen, gereinigt worden.

Der Abfluß aus der Vorreinigeranlage (Probe 870) zeigte eine beachtenswerte Verminderung der ungelösten Bestandteile, und die

Methylenblauprobe zeigt, daß die gelösten Stoffe einen schon recht beträchtlichen Abbau erfahren haben.

An Tropfkörpern waren am Besichtigungstage 32 Stück in Betrieb, und zwar 27 Kokskörper, die 3 Klinkerkörper, der Kalkstein- und der Betontropfkörper.

Körper *F* 6 (Probe 871) und Körper *D* 6 (Probe 872) sind seit September v. Js. unausgesetzt, und ohne eine Umänderung in baulicher Beziehung erfahren zu haben, in Betrieb. Die Abflüsse dieser beiden Tropfkörper sowie der Gesamtablauf der Tropfkörper (Probe 873) zeigen das charakteristische Verhalten und die Eigenschaften der Abflüsse normal funktionierender biologischer Körper, und der durch die Tropfkörper bewirkte Reinigungseffekt muß, nach den erhaltenen Befunden beurteilt, als ein recht beachtenswerter bezeichnet werden.

Die Becken der Nachreinigeranlage sind seit Inbetriebsetzung der Anlage einmal, und zwar vor etwa 6 Wochen, Becken 1 und 2 zweimal gereinigt worden.

In Becken 1 und 2 war am Besichtigungstage eine relativ unbedeutende Schwimmdecke zu beobachten, die höchstens $^1/_5$ der Wasseroberfläche bedeckte.

Die aus dem Abfluß entnommene Probe (Nr. 874) zeigt, daß die Nachreinigeranlage ihrem Zwecke — Entfernung der suspendierten Stoffe — in praktisch ausreichendem Maße genügt. In bezug auf die gelösten Stoffe zeigt die Probe das gleich gute Verhalten wie die vorerwähnten Tropfkörperabflüsse. Eine nachteilige Beeinflussung der Tropfkörperabflüsse durch den in den in Rede stehenden Becken enthaltenen Schlamm hat hiernach am Besichtigungstage nicht stattgefunden.

Die Nachfilteranlage war am Besichtigungstage seit $1^1/_2$ Tagen in Betrieb; die Abflüsse unterschieden sich in ihrem Aussehen in nichts von einem guten, durch Huminstoffe gelblich gefärbten Flußwasser.

In chemischer Beziehung sei auf die Zahlentafel (Probe 875 und 876) verwiesen. Das im Bekebett befindliche Abwasser (Probe 877) zeigte die gleich gute Beschaffenheit wie diese Probe. Im Teltowkanal selbst war in chemischer Beziehung, nach den entnommenen Proben zu urteilen, zwischen dem Wasser oberhalb (Probe 878) und unterhalb der Einmündung der Beke (879) irgend ein Unterschied in physikalisch-chemischer Beziehung praktisch nicht festzustellen. Der Eintritt der Beke machte sich in dem Wasser des Teltowkanales etwa 2 m weit durch eine etwas dunklere Färbung des Bekewassers bemerkbar; doch war diese Färbung nur in allernächster Nähe zu beobachten. Schaumblasen auf der Wasseroberfläche oder das Aufsteigen von Gasblasen fehlten an der Eintrittstelle.

In weiterer Entfernung als einige Meter zeigte das Kanalwasser oberhalb und unterhalb das gleiche Aussehen.

Zur biologischen Charakteristik der Anlage und ihrer Wirkungsweise sei folgendes hervorgehoben:

Die Fladen auf den Becken der Vorreinigeranlage bestanden aus Fett, Fleischfasern, Pflanzenresten, Bakterienfäden usw. Ihre Zusammensetzung zeigt also das für Schwimmschichten auf derartigen Becken normale Bild. Die stellenweise Grünfärbung der Fladen war durch Chlamydomonaden bedingt.

Die Oberfläche der Tropfkörper zeigte verschiedene Farbentöne: grüne, bedingt durch Chlorellen und Chlamydomonaden, graue, verursacht durch Bakterienschleim, und rote, bedingt durch Anhäufungen von Schwefelbakterien (Chromatium vinosum).

Das von den Tropfkörpern abfließende gereinigte Abwasser enthielt zahlreiche trübende Schwebekörper, wie sie für die Abflüsse aus Tropfkörpern charakteristisch sind. Diese trübenden Körper bestanden aus Bakterienklumpen, zersetzten Larven der Schmetterlingsmücke Psychoda, Kotballen dieser Tiere, Schlammfadenwürmern (Nematoden), Schwefeleisen u. a. m. Kokssplitter waren nur in geringer Menge ausgespült. Während das Wasser dumpfmoorig roch, verbreiteten diese Ausspülungen der Tropfkörper einen etwas stinkigen Geruch.

Die Becken der Nachreinigeranlage enthielten an ihrem Boden begreiflicherweise dieselben und ähnliche Bestandteile, wie sie mit dem abfließenden Wasser von den Kokskörpern ausgespült wurden. Infolge sekundärer Fäulnis waren durch Gärblasen besonders die abgestorbenen Larven zur Oberfläche der Becken emporgehoben worden und bildeten dort an einzelnen Stellen schwimmende Fladen von stinkigem Geruch. Die letzteren stiegen jedoch nur in verhältnismäßig geringer Menge auf. Die Beschaffenheit des Wassers beeinflußte sie, wie oben bereits hervorgehoben war, in nicht merkbarer Weise.

In ähnlicher Weise wie am Boden und an der Oberfläche zeigten sich trübende Körperchen von der oben beschriebenen Zusammensetzung auch freischwebend, aber in verhältnismäßig geringer Menge. Freischwimmende Protozoen, welche die ungereinigten Abwässer in großer Menge zu bevölkern pflegen, fanden sich nur in geringer Zahl, nämlich etwa 2 Exemplare von Colpidium auf 1 ccm.

Die Nachfilteranlage hielt diese Schwebekörper fast vollkommen zurück, so daß ein gut gereinigtes Wasser dem Upstallgraben zufloß. Der Upstallgraben zeigte für einen biologisch gereinigte Abwässer führenden Graben normale Beschaffenheit. Seine Ufer waren stellenweise mit dunkelblaugrünen Häuten von Phormidium bedeckt, und unter den Bodensteinen war es, wie das Umkehren derselben lehrte, zur Bildung von Schwefeleisen gekommen.

Die Beke zeigte eine ähnliche biologische Beschaffenheit wie der Upstallgraben, doch zeigte naturgemäß das Wasser in derselben infolge größerer Tiefe eine dunklere Farbe.

Der Teltowkanal an der Bekemündung hatte in seiner unmittelbaren Nähe einen Schlamm von schwach stinkigem Geruch und enthielt an dieser Stelle Schlammwürmer (Tubificiden) und rote Zuckmückenlarven (Chironomus). Während die Ufersteine des Kanales oberhalb der Bekemündung stellenweise mit nur geringen Mengen grüner Algenfäden der Gattung Stigeoclonium überzogen waren, hatte infolge der ernährenden Wirkung des zufließenden Wassers deren Menge unterhalb der Bekemündung etwas zugenommen, ohne indessen irgend welche Mißstände hervorzurufen.

Auch sonst war an dieser Stelle die Beschaffenheit des Teltowkanales befriedigend, wie aus den Beständen an Wasserkresse (Nasturtium amphibium) im Verein mit reichlich vorhandenem Schneckenlaich und den Funden von Wasserasseln (Asellus aquaticus) hervorging.«

Die Baukosten betragen in runden Summen für

1)	Grunderwerb	500000 *M*
2)	Druckrohrleitung	3600000 »
3)	Erd- und Betonarbeiten der Kläranlage	1005000 »
4)	biologische Körper	850000 »
5)	Nachfilteranlage	150000 »
6)	Telephonanlage	25000 »
7)	Hochbauten	95000 »
8)	Schlammablagerbecken	15000 »
9)	Abflußleitung	360000 »
	zus.	6600000 *M*

Die Betriebskosten sind auf 16000 *M* für das Jahr veranschlagt, und zwar entfallen auf

1)	Gehälter und Löhne	9400 *M*
2)	Schlammbeseitigung	1600 »
3)	Unterhaltung der Anlagen	2000 »
4)	chem.-biolog.-bakteriol. Untersuchungen	3000 »

Dies ergibt ausschließlich Verzinsung und Tilgung auf den Kopf der jetzt angeschlossenen Bevölkerung für die Abwasserreinigung einen Betrag von 0,20 *M*.

Bei Bewertung der vorstehenden Angaben ist zu berücksichtigen, daß Grunderwerb, Druckrohr und Abflußleitung sowie die Hochbauten für den vollständigen Ausbau genügen, daß ferner die Erdarbeiten für die Erweiterungen zum großen Teil bei dem ersten Ausbau mit ausgeführt sind, daß also die Erweiterungen bedeutend geringere Kosten auf den Kopf der angeschlossenen Bevölkerung verursachen werden als der erste Ausbau.

Ebenso wachsen die Betriebskosten nicht gleichmäßig mit der angeschlossenen Bevölkerung, sondern in geringerem Verhältnis, da die persönlichen Kosten jetzt und in weiter Zukunft dieselben bleiben. Genauere Angaben hierüber bleiben späteren Mitteilungen vorbehalten.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 4. November 1907.

Berliner Bezirksverein.

Sitzung vom 4. Oktober 1907.

Vorsitzender: Hr. Hartmann. Schriftführer: Hr. Frölich.

Anwesend etwa 300 Mitglieder und Gäste.

Der Vorsitzende macht Mitteilung von dem Tode der Mitglieder Arnold Schmidt, Paul Schröder, Luigi Vianello und Eswey Wain.

Hrn. Vianello widmet Hr. Petersen folgenden Nachruf:

Am 16. Juli d. J. starb Luigi Vianello, einer unsrer tüchtigsten Fachgenossen auf dem Gebiete der Eisenkonstruktion und des Eisenbrückenbaues, im Alter von 45 Jahren. Bekannt geworden war er durch eine Anzahl von Veröffentlichungen über Einzelfragen der Statik, die größtenteils in der Vereinszeitschrift[1]) erschienen sind. Er beschäftigte sich

[1]) Vergl. Z. 1893 S. 361; 1895 S. 253; 1897 S. 1275; 1898 S. 1436; 1903 S. 92; 1904 S. 128, 161; 1906 S. 1753; 1907 S. 1661.



insbesondere mit dem durchgehenden Träger auf elastisch senkbaren Stützen und hat unter anderm eine elegante Methode über die zeichnerische Feststellung der Knicksicherheit angegeben. Sein Hauptwerk war aber das Buch »Der Eisenbau«, Handbuch für den Brückenbauer und den Eisenkonstrukteur, das heute wohl in keinem Eisenkonstruktionsbureau mehr fehlt. In der letzten Zeit war er auch mit Untersuchungen über die zulässige Belastung von Brückenauflagern beschäftigt, die im Kgl. Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde ausgeführt wurden und wozu der Verein deutscher Ingeeiure Mittel bewilligt hatte.

Vianello war 1862 in Treviso in der Nähe von Venedig geboren. Er besuchte dort das Gymnasium, studierte dann zwei Jahre Mathematik auf der Universität Padua, war drei Jahre auf der Technischen Hochschule in Turin, die er mit dem Ingenieurdiplom verließ, und von 1885 bis 1892 in verschiedenen Stellungen in Maschinenfabriken, Eisenkonstruktionswerkstätten und im Eisenbahnbau in Venedig, Treviso und Mailand tätig. Seit 1892 lebte er in Deutschland. Zunächst war er hier in der Lokomotivfabrik von Egestorff in Linden bei Hannover angestellt. 1895 bis 1897 arbeitete er auf dem Brückenbaubureau der Gutehoffnungshütte und legte dort wohl den Grund zu seiner späteren technischen Bedeutung. Von 1897 bis 1902 bei Siemens & Halske angestellt, hat er einen großen Teil der schwierigsten Konstruktionen der hiesigen Hochbahn ausgearbeitet; namentlich stammt ein großer Teil der Bauten am Gleisdreieck von ihm. Mit dem



Ende des Baues trat er zur Continentalen Gesellschaft für elektrische Unternehmungen über und war dort für die Schwebebahn tätig. Auch ein großer Teil der Entwürfe, die für Berlin gemacht worden sind, stammt von Vianello, dem namentlich die Bearbeitung der Eisenkonstruktionen und die Kostenberechnung oblag.

Vianello war ganz hervorragend auf dem Gebiete der Mathematik und Statik, doch war sein Wissen und Können damit nicht beschränkt. Er war auf allen Gebieten des Ingenieurwesens zuhause; es gab wohl kaum ein technisches Problem von Bedeutung, welches er nicht kannte — in der Naturwissenschaft, in der Chemie —, es war ein Genuß, mit ihm über wissenschaftliche Probleme zu debattieren. Ein sehr geschickter Konstrukteur, war er in seinen Arbeiten von großer Sorgfalt und Zuverlässigkeit. Ein Zeichen seiner Wertschätzung in weiten Kreisen ist, daß eine auswärtige Hochschule mit ihm betreffs Uebernahme einer Professur in Verbindung trat. Außerordentlich war auch sein Sprachentalent; er sprach Italienisch, Deutsch, Englisch, Französisch geläufig und konnte sich im Spanischen, Russischen und Norwegischen verständigen. Leider mangelte ihm die nötige Gewandtheit in geschäftlichen Dingen. In seiner Lebensauffassung war er durch und durch Pessimist. So kam es, daß er in den für seine äußere Lebensstellung entscheidenden Fragen nicht immer mit der Geschicklichkeit vorging, die die Sachlage erforderte. Er empfand es bitter, daß andre Leute im Leben weiter kamen, die in wissenschaftlicher Bedeutung weit unter ihm standen. Persönlich von größter Bescheidenheit und Gefälligkeit gegen andre, war ihm aller äußere Schein in tiefster Seele verhaßt, und er hat mit seiner Meinung nie hinter dem Berge gehalten. Manchen hat er damit von sich abgestoßen, doch seine Freunde schätzten an ihm die Lauterkeit seiner Gesinnung — es war kein Falsch an ihm.

In den letzten Jahren hat er körperlich sehr gelitten an einem unheilbaren Hüftleiden, das ihm viel Schmerzen machte. Auch hat das Uebermaß von Arbeit, das er sich auferlegte, wohl mit dazu beigetragen, daß seine Nerven stark angegriffen wurden. Sonst nur der Wissenschaft lebend und fast ohne Bedürfnisse, fand er seine einzige Lebensfreude und Erholung an Wanderungen in den Alpen. Das war ihm durch seine Krankheit abgeschnitten. Sein Augenlicht nahm ab. So empfand er keine Freude mehr am Leben und ist freiwillig aus der Welt geschieden. Wir aber werden sein Andenken in Ehren halten!

Die Versammlung erhebt sich zu Ehren des Andenkens des Verstorbenen.

Hr. C. Fehlert erstattet den folgenden

Bericht über die Verhandlungen des Düsseldorfer Kongresses für gewerblichen Rechtschutz.

»M. H., der Düsseldorfer Kongreß für gewerblichen Rechtsschutz unterschied sich von seinen Vorgängern hauptsächlich dadurch, daß die Vertreter der Regierung und des Patentamtes in einer äußerst lebhaften und die Verhandlungen fördernden Weise eingriffen. Schon bei der Eröffnung des Kongresses erklärte der Vertreter des Reichsamtes des Innern, daß die Reichsregierung zurzeit mit Beratungen über eine Reform des Patentgesetzes und des Warenzeichengesetzes beschäftigt sei. Daher haben auch die einzelnen Erklärungen, die besonders der Präsident des Kaiserlichen Patentamtes, ferner der Vertreter des Preußischen Justizministeriums im Laufe der Verhandlungen abgegeben haben, für die weitere Entwicklung des Patentrechtes eine außerordentliche Bedeutung.

Der am meisten umstrittene Vorschlag des mit der Vorbereitung des Kongresses betrauten Ausschusses bezog sich auf den Einzelprüfer. Nach den bisherigen Bestimmungen erfolgt die Patenterteilung durch einen Abteilungsbeschluß. Zwar haben wir seit 1891 einen Vorprüfer, der aber gewissermaßen nur vorbereitend tätig ist. Der Beschluß über die Bekanntmachung und die Erteilung des Patentes erfolgt durch ein Kollegium. Nun ist das Patentamt zurzeit äußerst überbürdet, und man hat seit Jahren erwogen, ob nicht durch Einführung des Einzelprüfers eine Entlastung möglich sei. Auch das Patentamt hat sich mit dieser Frage eingehend beschäftigt; wie der Präsident erklärte, sind gerade über diese Abänderung des Verfahrens eingehende Versuche angestellt worden, die zu der Auffassung geführt haben, daß durch den Einzelprüfer nicht viel gewonnen werden würde. Das wurde in längerer Rede vom Präsidenten auseinandergesetzt, wobei er von dem Präsidenten des österreichischen Patentamtes unterstützt wurde. Es schien fast so, als ob der Vorschlag des Ausschusses, der auf die Einführung des Einzelprüfers hinauslief, abgelehnt werden sollte. Da erklärte der Vertreter des Reichsamtes des Innern, daß an der eingehenden Erörterung dieser Frage das lebhafteste Interesse bestehe. Infolgedessen wurde dann noch von vielen Seiten das Für und Wider erwogen, wobei wir eine lebhafte Unterstützung in der Rede Hamms fanden, des früheren Präsidenten des Oberlandesgerichtes zu Köln, der sehr warm für den Einzelprüfer eintrat. Der Kongreß beschloß:

»Die Prüfung der Erfindung erfolgt durch ein technisches Mitglied des Patentamtes, dasselbe entscheidet in erster Instanz. Im Einspruchverfahren ist die Anmeldeabteilung in erster Instanz zuständig.«

Ueber die Frage, ob, falls Einspruch erhoben würde, auch der Einzelprüfer entscheiden solle, hatte eine lebhafte Erörterung stattgefunden. Man hat sich dahin entschieden, daß in solchen Fällen die Anmeldeabteilung zuständig sein soll.

Eine weitere lebhafte Erörterung fand statt über die Frage, ob eine dritte Instanz zu schaffen sei. Wir haben von jeher im Verein deutscher Ingenieure gewünscht, daß bei der Erteilung des Patentes nicht nur zwei Instanzen vorhanden, sondern womöglich noch eine Klage auf Erteilung des Patentes zulässig sein solle. Bei der letzten Reform des Patentgesetzes im Jahr 1891 hat man bekanntlich nicht hinter das jetzige Verfahren eine neue Instanz gesetzt, sondern durch den Vor-

prüfer eine Art Vorinstanz geschaffen, die aber doch nicht dem entspricht, was wir damals erhofft hatten. Der Vorprüfer arbeitet gewissermaßen nur vorbereitend, er entscheidet nicht; die Anmeldeabteilung ist immer dasjenige Kollegium, das über die Erteilung des Patentes zu beschließen hat. Nach dem jetzigen Beschluß sollen unter allen Umständen im Patenterteilverfahren drei getrennte Instanzen geschaffen werden.

Der Kongreß, an den sich auch eine Generalversammlung der Internationalen Vereinigung für gewerblichen Rechtsschutz anschloß, stand ferner in bezug auf die vielumstrittene Frage der Ausführungspflicht unter dem unmittelbaren Eindruck des am 28. August d. J. erlassenen neuen englischen Patentgesetzes. Die Bestrebungen, die besonders auch bei uns in dem Anschluß Deutschlands an die Union einen gewissen Abschluß gefunden haben, gehen in bezug auf die Ausführungspflicht dahin, daß wir von dieser lästigen Bestimmung möglichst befreit sein wollen. Nach dem § 11 unsres Patentgesetzes wird vorgeschrieben, daß eine Erfindung in Deutschland in angemessenem Umfange zur Ausführung kommen soll oder doch alles getan werden muß, um die Ausführung zu sichern. Das ist unter Umständen sehr lästig und hat schon zur Zurücknahme sehr wertvoller Patente geführt. Es ist nun ein internationaler Wunsch, diese Ausführungspflicht, die auch in den meisten andern Ländern besteht, ganz allgemein zu beseitigen, und wir hatten uns bei unsern Bestrebungen gewissermaßen England zum Vorbild genommen, nach dessen Patentgesetz eine derartige Ausführungspflicht bisher nicht bestand. Nun sind aber durch das neue englische Gesetz Ausführungsbestimmungen von solcher Strenge eingeführt, daß alle unsre Bestrebungen, hier eine Vereinheitlichung der Gesetzgebung zum Nutzen aller Patentinhaber herbeizuführen, hinfällig geworden sind. Allgemein wird die Ansicht vertreten, daß das neue englische Patentgesetz sich unmittelbar gegen die deutsche Industrie richtet. So wird z. B. bestimmt, daß nach Ablauf von 4 Jahren, vom Datum des Patentes gerechnet, aber nicht vor einem Jahr nach Erlaß des Gesetzes, jedermann beim Vorsteher des englischen Patentamtes die Zurücknahme des Patentes beantragen kann, wenn der patentierte Gegenstand oder das Verfahren ausschließlich oder hauptsächlich außerhalb des Königreiches hergestellt oder ausgeführt wird.

Nun steht, um nur einen Fall anzuführen, z. B. die deutsche Farbenindustrie auf einer solchen Höhe, daß sie von keiner Farbenindustrie im Ausland erreicht wird. Ein Schutz für wichtige Erfindungen auf diesem Gebiet, die doch natürlich im Schoß ihrer Entstehung, in Deutschland, ausschließlich oder hauptsächlich ausgeführt werden, wird in England ausgeschlossen, oder doch nur auf eine kurze Dauer beschränkt sein, wenn diese Bestimmung, was zu befürchten ist, auch nur einigermaßen dem Wortlaute des Gesetzes entsprechend gehandhabt wird. Nach 4 Jahren schon wird ein Patent für eine Erfindung, die in Deutschland naturgemäß hauptsächlich zur Ausführung kommt — in England werden solche Erfindungen überhaupt kaum gemacht —, ohne weiteres zurückgenommen werden können, und zwar durch ein Verfahren, das wir bisher noch gar nicht kannten. Eine Person, nicht ein Kollegium, der Vorsteher des Patentamtes, muß auf Antrag jedes Patent zurücknehmen, wenn der Gegenstand hauptsächlich im Ausland ausgeführt wird. Zwar bestehen auch Bestimmungen, wonach es genügt, in Großbritannien die Erfindung in angemessenem Umfang ausgeführt zu haben, und man kann selbst Entschuldigungsgründe bei Nichtausführung geltend machen. Der Auslegung dieser Bestimmung ist aber freies Spiel gelassen.

Sie können sich denken, daß diese Bestimmungen des englischen Patentgesetzes lebhaft besprochen wurden, und daß wir auf unser Vorhaben, der Reichsregierung zu empfehlen, den Ausführungszwang zu beseitigen und ihn durch den Lizenzzwang zu ersetzen, d. h. durch die Verpflichtung, daß innerhalb einer bestimmten Frist der Patentinhaber gezwungen werden kann, eine Lizenz zu erteilen, verzichten mußten, so daß einstimmig nach kurzer Erörterung folgendes beschlossen wurde:

»Der Kongreß spricht seine lebhafte Zustimmung zu den Betrebungen der Internationalen Vereinigung für gewerblichen Rechtsschutz aus (den Ausführungszwang zu beseitigen) und gibt dem Wunsche Ausdruck, daß der Ausführungszwang international im Sinne des folgenden Vorschlages geregelt wird.

Erscheint nach Ablauf von 3 Jahren, von dem Tage der über die Erteilung des Patentes erfolgten Bekanntmachung an, im öffentlichen Interesse die Benutzung der Erfindung durch einen andern geboten, so hat der andre gegen den Patentinhaber den Anspruch auf Gewährung einer Lizenz gegen angemessene Entschädigung und genügende Sicherstellung.«

Eine weitere Erörterung fand über die Patentgebühren statt, die von den Beteiligten für viel zu hoch erachtet werden. Jetzt kostet ein Patent, das 15 Jahre läuft, an Gebühren 5300 *M*. Es sind nur wenige Patente, die diese hohen Gebühren tragen können. Der Ausschuß hatte nun vorgeschlagen, daß nur eine Anmeldegebühr von 50 *M*, eine Erteilungsgebühr von 50 *M* und eine Bekanntmachungsgebühr von 50 *M*, also im ganzen 150 *M* für die Dauer von 15 Jahren gezahlt werden sollten. Dagegen erhoben sich doch die meisten Anwesenden; insbesondere erklärte der Präsident des Patentamtes, daß die steigende Jahresgebühr das einzige Mittel sei, um Patente, die unbequem sind und nichts bringen, zu beseitigen. Deswegen fand auch allgemein nur gegen einige Stimmen der Antrag Anerkennung, daß steigende Jahresgebühren notwendig sind, um eine Beseitigung nicht ausgenutzter Patente zu ermöglichen. Die Patentgebühren sollen aber ermäßigt werden, und zwar für die ersten 5 Jahre auf 50 *M* jährlich einschließlich der Anmeldegebühr; vom sechsten Jahr ab sollen sie um je 50 *M* jährlich gesteigert werden.

Wer jemals Patentrechte gegen Verletzung zu verteidigen gehabt hat, weiß, daß dabei in der Regel nichts oder sehr wenig herauskommt. Das ist ein großer Uebelstand, mit dem Patentverletzer auch zu rechnen pflegen; sie wissen ganz genau, daß nur eine wissentliche oder grob fahrlässige Patentverletzung zur Entschädigung verpflichtet. Der Versuch, auf Grund des BGB wenigstens zu erreichen, daß die sogenannte Bereicherung herausgegeben wird, ist fehlgeschlagen. Deshalb wurde einstimmig ein Vorschlag angenommen, daß die Klage auf Bereicherung zulässig sein soll, und daß in jedem Falle derjenige, der ein Patent nach Zustellung der Klage weiter verletzt, unter allen Umständen dafür haftbar gemacht werden kann.

Von den abgelehnten Anträgen des Ausschusses sind zwei besonders hervorzuheben. Seit jeher wogt der Streit um die Frage der Abhängigkeit. Unter Abhängigkeit kann man kurz den Zusammenhang einer jüngeren Erfindung mit einer älteren verstehen, insofern als die jüngere eine Verbesserung der älteren geschützten Erfindung bildet. Wir hatten im Jahr 1891 gehofft, daß es durch die Fassung des Gesetzes möglich werden würde, in der Patentschrift im Laufe des Erteilverfahrens die Frage der Abhängigkeit, also des Zusammenhanges der jüngeren mit der älteren Erfindung, klar zu stellen, und das Patentamt hat auch in diesem Sinne jahrelang entschieden, bis das Reichsgericht erklärte, das Patentamt habe nicht das Recht, die Frage der Abhängigkeit zu prüfen. Und so stehen wir jetzt auf dem Standpunkte, den wir schon vor 20 Jahren eingenommen haben; es gibt keine Abhängigkeitserklärung im Patenterteilverfahren, vielmehr muß die Abhängigkeit durch ein langwieriges Prozeßverfahren vor den Zivilgerichten festgestellt werden. Diese Schwierigkeiten und die Nachteile, die daraus entstehen, haben einen großen Teil von Beteiligten zu der Auffassung gebracht, daß es wünschenswert wäre, recht bald, und zwar schon im Erteilverfahren, über die Frage der Abhängigkeit Klarheit zu bekommen. Insbesondere will die chemische Industrie, wenigstens einige der hauptsächlichsten Vertreter der chemischen Großindustrie, die Frage in diesem Sinne gelöst haben. In Düsseldorf aber waren die Juristen andrer Ansicht; sie wollten unter allen Umständen diese Frage dem Gerichtverfahren nicht entrissen sehen, so daß es also beim Alten bleiben soll.

Nach den seit 1891 eingeführten Bestimmungen kann nur innerhalb 5 Jahre, vom Tage der Bekanntmachung über die Erteilung des Patentes an gerechnet, die Nichtigkeitsklage erhoben werden, auf Grund der Behauptung, die Erfindung sei nicht neu und patentfähig gewesen. Vielfach wird aber die Ansicht verbreitet, daß das, was einmal heute nicht neu gewesen ist, unmöglich nach 6 Jahren neu gewesen sein darf; dieser Auffassung ist eine Anschauung nicht zugänglich, daß dasjenige, was z. B. durch eine öffentliche Druckschrift bekannt war, die das Patentamt aber nicht gefunden hatte, nun auf einmal nicht mehr bekannt gewesen sein soll. Aus diesen Gründen sind viele Beteiligte der Ansicht gewesen, daß diese fünfjährige Präklusivfrist, die in dem Gesetze von 1891 eingeführt wurde, wieder beseitigt werden sollte. Die Mehrzahl der Teilnehmer des Kongresses war aber der Ansicht, daß man den Patentinhaber doch nach 5 Jahren in Ruhe lassen und daß, wenn innerhalb 5 Jahre keine Nichtigkeitsklage eingereicht würde, man auch die Möglichkeit, eine solche in der Zukunft einzureichen, abschneiden sollte.

Auch der Düsseldorfer Kongreß ist mit der Beratung der Reformvorschläge nicht zu Ende gekommen; eine große Anzahl von Fragen steht noch zur weiteren Erörterung. Wir wer-

den im nächsten Jahr in Leipzig weiter beraten, und da stehen Fragen auf der Tagesordnung, die uns alle sehr angehen; besonders ist es die Frage der **Sondergerichtshöfe**, d. h. der Gerichtshöfe, die über Patentsachen entscheiden sollen, z. B. über Patentverletzungsfragen, in einer Zusammensetzung von Technikern mit Juristen. Zu dieser Frage, die eigentlich gar nicht auf der Tagesordnung des Kongresses stand, hat der Vertreter des Preußischen Justizministeriums, Geheimer Oberjustizrat Kübler, in einer Art Programmrede den Standpunkt des Preußischen Justizministeriums dahin festgelegt, daß diese Behörde **niemals** der Einführung von Sondergerichten beistimmen werde. Diesen Ausführungen, die auch in Form einer Mitteilung in der Kölnischen Zeitung an hervorragender Stelle erschienen sind (Nummer 929 vom 5. September d. J.) wurde sowohl vom Vorsitzenden als auch von einem berufenen Vertreter der chemischen Technik, Professor Dr. Duisberg, beim Festmahl lebhaft widersprochen. Auch die Frage der **Rechte der Angestellten und Beamten** an Erfindungen wird in Leipzig beraten werden. Ueber diese Frage gehen die Ansichten sehr weit auseinander; die Beteiligten haben daher vor allen Dingen die Pflicht, ihre Auffassungen zur rechten Zeit geltend zu machen, damit das Für und Wider für die eine oder andre Auffassung auch richtig beleuchtet wird. Unser Patentgesetz regelt gegenwärtig das Recht der Angestellten noch nicht, in Oesterreich ist das der Fall. Es wird zu erwägen sein, ob dieses Recht nur durch eine allgemeine Bestimmung des bürgerlichen Rechtes oder durch Vertragsbestimmungen geordnet werden soll, oder ob das Patentgesetz die Stelle dafür ist.

Es wäre sehr erwünscht, wenn alle diese Fragen lebhafte Teilnahme fänden, damit die weitere Reform des Patentgesetzes auch Sie alle befriedigt.« (Lebhafter Beifall.)

Hr. **Merk**: »M. H., wer sich über die Arbeiten des deutschen Vereines für den Schutz des gewerblichen Eigentums auf dem Laufenden hält, muß rückhaltlos anerkennen, daß er tüchtige Vorarbeit für den industriellen Rechtsschutz geleistet hat. Der Bericht', den wir soeben von Hrn. Fehlert vernommen haben, bestätigt dies. Da jedoch der Verein hauptsächlich die Vertreter der Großindustrie und der Juristenwelt einschließlich der Patentanwälte umfaßt, so nehme ich den Standpunkt ein, daß auch die eigentliche Ingenieurwelt zum Wort und zur Mitarbeit gelangen soll; werden doch von einer Reform des gewerblichen Urheberrechtes die Ingenieure als die schöpferisch Tätigen in erster Linie berührt. Sie müssen es daher am stärksten empfinden, wo sie der Schuh des Gesetzes drückt. Die zerstreuten Klagen, welche bei Erörterung eines technischen Problemes ab und zu von Erfindern und Konstrukteuren berührt werden, entbehren leider der nachhaltigen Wirkung. Man darf daher das zuversichtliche Vertrauen hegen, daß der hieran nächstbeteiligte, mächtige Verein deutscher Ingenieure, da er jetzt die volkswirtschaftlichen und sozialen Fragen im besten Sinne des Wortes behandeln will, auch an dem Ausbau des gewerblichen Rechtsschutzes tatkräftig mitarbeitet und nicht so sehr zurücksteht, wie es in den letzten Jahren geschehen ist, um die Arbeit nicht Zweckverbänden und andern Vereinigungen allein zu überlassen. In diesem Sinne möchte ich die Empfehlung des Hrn. Fehlert unterstützen.«

Hr. **Peters**: »Ich glaube, m. H., daß wenige Worte genügen werden, um den Vorwurf, wenn ein solcher in den Worten des Herrn Vorredners gelegen haben sollte, zu entkräften. Als im Jahr 1891 und in den Jahren vorher die Reform des Patentgesetzes den V. d. I. auf das lebhafteste beschäftigt hatte — man darf wohl aussprechen, daß auf seine Anregung die Reform vom Jahr 1891 zurückzuführen ist —, entstand der deutsche Verein für den Schutz des gewerblichen Eigentums und machte es sich zur besonderen Aufgabe, weiter an dem Ausbau des Patentgesetzes und der übrigen gewerblichen Schutzgesetze zu arbeiten. Da faßte der Vorstand des V. d. I. den Entschluß, sich mit Einzelheiten dieser Gesetze vorläufig nicht zu befassen, sondern zunächst abzuwarten, was aus den Arbeiten des deutschen Vereines, der sich diese besondere Aufgabe gestellt hatte, herauskommen würde. Es hat eine Reihe von Kongressen stattgefunden, und soweit an diesen Arbeiten der V. d. I. mitwirken konnte — es waren ja doch in dem Ausschuß und an den Beratungen immer eine große Zahl hervorragender Männer unsres Vereines beteiligt —, ist das geschehen. Wir warten von seiten des V. d. I. nur auf den Augenblick, wo die Ergebnisse der bisherigen Kongresse soweit festgestellt sind, daß sie zum Gegenstande der Erörterung in weiteren Kreisen, insbesondere also auch in unserm Verein, gemacht werden können, und haben zu diesem Zweck den deutschen Verein für den Schutz des gewerblichen Eigentums um Mitteilung seiner Beschlüsse[1]) gebeten.«

[1]) s. Z. 1907 S. 1906.

Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Bergbau.

Report of the Transvaal Commission on the use of winding ropes, safety catches and appliances in mine shafts. Forts. (Eng. News 21. Nov. 07 S. 518/49*) Zusammenstellung der durch Seilbruch oder Bruch der Befestigung verursachten Unglücksfälle. Versuche mit den Auffangvorrichtungen von Wilkinson, Schweder, Undeutsch, Hughes und Garvin.

Dampfkraftanlagen.

Verdampfungsversuche an Rigaschen Kesselanlagen. Von Blacher. Forts. (Riga Ind. Z. 15. Nov. 07 S. 265/69) Fortsetzung der Versuche im Kraftwerk der Straßenbahn. Bei dem Versuch am Kessel III ohne Vorwärmer sind bei 9,7 at Kesselspannung und 248° Dampftemperatur 65,2 vH der zugeführten Wärme nutzbar gemacht worden, bei dem Versuch mit angeschlossenem Vorwärmer, der gleichen Spannung und 214° Dampftemperatur 69 vH.

Die Verwendung überhitzten Dampfes in Elektrizitätswerken. Von Ulrich. (ETZ 5. Dez. 07 S. 1163) Nachweis der Kohlenersparnis bei Betrieb mit überhitztem Dampf an Hand eines Beispieles. Bei Kolbenmaschinen beträgt die Ueberhitzung im allgemeinen nicht über 250°, bei Dampfturbinen sind 300 bis 350° zulässig. Ueberhitzer.

The mechanical plant of the Boston Herald. Von Knowlton. (Eng. Rec. 30. Nov. 07 S. 595/96*) Die Kraftanlage besteht aus 3 stehenden Dreizylinder-Westinghouse-Gasmaschinen von je 85 PS und 300 Uml./min, die mit 55 KW-Gleichstromdynamos von 230 V unmittelbar gekuppelt sind, und einer mit einer 25 KW-Gleichstromdynamo gekuppelten 35 PS-Zweizylindermaschine von 310 Uml./min. Das Kraftgas mit einem Heizwert von 4900 WE/cbm wird von der Boston Consolidated Gas Co. geliefert. Dampf zu Trockenzwecken wird von einem im Keller aufgestellten Kessel erzeugt; für die Heizung wird er einer unterirdischen Leitung der Heizanlage des Park-Theaters entnommen.

A portable engine with superheater. (Engineer 6. Dez. 07 S. 566*) Die von Richard Garett Sons in Leiston gebaute 25pferdige Lokomobile von 200 Uml./min verbraucht bei rd. 65° Speisewasser- und 271° Dampftemperatur rd. 10 kg/PS$_e$-st Dampf.

Ermittlung der Abmessungen zu einem Hochwaldschen Schieber. Von Pickersgill. (Dingler 7. Dez. 07 S. 769/72*) Bestimmung der Kanäle und Deckungen an Hand des Müller-Reuleauxschen Schieberdiagrammes und der Schieberellipse (s. a. Z. 1905 S. 1326 und 1907 S. 1384).

Eisenbahnwesen.

Grade crossing abolition at Newton Highlands and Newton Centre, Mass. Von Whitney. (Eng. Rec 30. Nov. 07 S. 586/88*) Auf der zweigleisigen 16,1 km langen Zweigstrecke der Boston and Albany Railroad Co. von Brookline Junction nach Riverside sind die Straßenkreuzungen durch Tieferlegen des Bahnkörpers beseitigt worden, ohne daß der Verkehr von täglich 50 Zügen in jeder Richtung unterbrochen worden ist. Darstellung des Umbaues.

1500 Volt-Gleichstrombahn im Misoxertal. Von Herzog. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Dez. 07 S. 947/51*) Die in Celbia gelegene Wasserkraftanlage der Misoxerbahn, die Bellinzona mit Mesocco verbindet, enthält 2 Hochdruckturbinen von je 1000 PS und 500 Uml./min für 300 m Gefälle, die je mit einer 275 KW-Gleichstromdynamo von 1500 bis 1600 V und einer Drehstromdynamo von 10000 V und 50 Per/sk gekuppelt sind. Der Gleichstrom wird auf dem Bahnhof Mesocco an die Fahrdrahtleitung abgegeben, der Drehstrom vorher in Roveredo in Gleichstrom von 1500 V umgeformt. Darstellung der Dynamomaschinen, der Leitungsführung, Fahrdrahtaufhängung, Schaltanordnung der Motorwagen, der Wagenmotoren und von Einzelheiten.

Electrical equipment of the Fort Dodge, Des Moines and Southern Railway. (El. World 30. Nov. 07 S. 1046/48*) Für den Betrieb der 149 km langen Ueberlandstrecke ist bei Frazer am

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 3 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Des Moines River ein Kraftwerk mit zwei 1250 KW-Parsons-Turbodynamos errichtet worden; der mit 2300 V erzeugte Drehstrom wird mit 20000 V an 5 Umformerwerke verteilt, die an die mit je vier 75 PS-Motoren ausgerüsteten Wagen 600 V-Gleichstrom liefern.

Locomotive for the North-British Railway Co. (Engng. 6. Dez. 07 S. 781/82* mit 1 Taf.) $^2/_5$-gekuppelte Zwillingslokomotive mit außenliegenden Zylindern von 508 mm Dmr. und 711 mm Hub mit Kolbenschiebersteuerung. Die Maschine wiegt ohne den 16 cbm Wasser und 7 t Kohle aufnehmenden, rd. 46 t schweren dreiachsigen Tender im Betrieb rd. 75 t.

Eisenhüttenwesen.

Die Rasselsteiner Eisenwerke und ihre elektrischen Anlagen. Von Maleyka. (El. Kraftbetr. u. B 4. Dez. 07 S. 665/72*) Geschichte und Darstellung des in der Nähe von Koblenz an der Wied gelegenen Werkes, dessen Kraftanlage aus 2 mit liegenden Dampfmaschinen unmittelbar gekuppelten 410 KW-Drehstromdynamos von 510 V bei 125 Uml./min, einer solchen von 1080 KW bei 5100 V und 83 Uml./min sowie aus je 2 mit Voithschen Wasserturbinen unmittelbar gekuppelten 5100 V-Drehstromdynamos von 300 und 210 KW bei 300 Uml./min besteht.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. Forts. (Dingler 7. Dez. 07 S. 774/78*) Gießkran für 24 m Spannweite von Ludw. Stuckenholz A.-G., bei dem sich der Tragbalken der Pfanne in 4 verschiedenen Arbeitstellungen gegen Aufsatzriegel abstützen kann. Vorrichtung zum selbsttätigen Kippen der Pfanne beim Anheben durch Kurvenführung der Zapfen und Vorrichtung, bei der das Kippen der vorher nur senkrecht verschobenen Pfanne durch einen Anschlag erfolgt. Vorrichtung, bei der die Trommel zum Aufwinden des Kipphakens mit dem Haupthubmotor gekuppelt werden kann und dieser so gegenüber dem Lasthaken eine größere Geschwindigkeit erhält. Schluß folgt.

The Blair port and bulkhead. (Iron Age 7. Nov. 07 S. 1310/11*) Neue Bauart eines wassergekühlten Verschlusses für Siemens-Martin-Oefen, der seit etwa einem Jahre bei der Lackawanna Steel Co. in Verwendung ist.

Eisenkonstruktionen, Brücken.

The Manhattan approach of the Blackwell's Island Bridge. (Eng. Rec. 23. Nov. 07 S. 567/70*) Die eiserne ganz mit Stein verkleidete Anfahrrampe von 180 m Länge mit Oeffnungen von 9 m Weite, die unmittelbar an eine Straßensteigung anschließt, überbrückt die 1. Avenue mit einem Bogen von 27 m Spannweite.

Le pont de Pyrimont. Von Schoendoerffer. (Schweiz. Bauz. 7. Dez. 07 S. 287/92*) Die 200 m lange, in Eisenbeton ausgeführte Brücke hat 3 Pfeiler in je 54 m Abstand und überspannt die Rhone mit 3 Oeffnungen von je 51,5 m l. W. und einem Halbbogen. Darstellung der Gründung, des Bauvorganges und von Einzelheiten der Konstruktion.

Neuere Forschungen im Gebiete des Eisenbetonbaues. Von Foerster. (Stahl u. Eisen 4. Dez. 07 S. 1757/64*) Zusammenstellung der Ergebnisse der wichtigsten Forschungen. Besprechung der Versuche von Armand, Considère, Mésnager, Wayß & Freytag, Schüle, Kleinlogel und v. Bach, Rudeloff, Mörsch. Zahlenmäßige Zusammenstellung der Haftfestigkeit von Eisen in Beton, Darstellung von Einlagen für Eisenbeton und Erörterung ihrer Wirksamkeit.

Eisenbahn-Ueberführungen in Eisenbeton. Von Hausamann. Forts. (Deutsche Bauz. 4. Dez. 07 S. 89/90*) Darstellung der 5,2 m breiten Straßenüberführung Ludwigshöhe-Kempten, die die Bahnstrecke Kempten-Ulm mit Rücksicht auf einen späteren zweigleisigen Ausbau mit einem Eisenbetonbogen von 19,20 m Spannweite überwölbt. An das Gewölbe schließt sich nach einer Seite eine gerade Plattenbalken-Konstruktion von 8,5 m l. W. an. Der Anschluß an die Zufahrtdämme wird beiderseits durch gerade Oeffnungen von 5,10 m bewirkt.

The Franco-British Exhibition of 1908. Forts. (Engng. 6. Dez. 07 S. 769/70*) Eisenkonstruktion des Stadions mit 150000 Plätzen für Zuschauer.

Elektrotechnik.

Die Beschaffenheit und Entwicklung des städtischen Elektrizitätswerkes Mainz. Von Furkel. (ETZ 5. Dez 07 S. 1167/71*) Das 1899 erbaute und heute 4000 PS leistende Werk liefert Drehstrom von 3200 V bei 51,5 Per./sk. Lageplan, Darstellung der Gebäude und von Einzelheiten. Das Werk soll 1908 durch eine 3600 PS-Zoelly-Turbodynamo und 2 Kessel von je 300 qm Heizfläche vergrößert werden. 1899 sind 3 Dampfdynamos und 4 Wasserrohrkessel, 1901 eine 1000 PS-Dampfdynamo mit 2 Wasserrohrkesseln von je 287 qm Heizfläche und 1905 eine 1500 PS-Dampfdynamo aufgestellt worden. Forts. folgt.

Long Island City power-station of the Pennsylvania Railroad Company. Forts. (Engineering 6. Dez. 07 S. 795/97*) Die 5000 KW-Westinghouse-Parsons-Turbodynamos und die Kondensationsanlage.

Hydro-electric generating station on the Waipori River in New Zealand. (El. World 23. Nov. 07 S. 999/1004*) Das Kraftwerk der Dunedin City Corporation enthält zwei 1000 KW-Drehstromerzeuger von 2400 V, die von je zwei Peltonrädern von 1375 mm Dmr. mit 429 Uml./min angetrieben werden. Das durch einen 23 m langen, 4,5 m hohen Staudamm gewonnene Kraftwasser wird durch eine rd. 3,5 km lange Leitung aus Holz und Stahlblech zugeführt.

Transmission system and sub-stations of the Dunedin City Corporation, New Zealand. (El. World 30. Nov. 07 S. 1041/46*) 45 km-Kraftübertragung der vorstehend beschriebenen Anlage. Fernleitung. 600 KW-Umformerwerk in Halfway Bush und 300 KW-Drehstrom-Gleichstrom-Umformerwerk in Dunedin.

Das starre oder monozyklische System. Von Niethammer. (El. u. Maschinenb. Wien 8. Dez. 07 S. 952/53*) Bericht über vergleichende Versuche an Induktionsmotoren, die mit Drehstrom und mit monozyklischem Wechselstrom verschiedener Schaltung gespeist worden sind. Die Ergebnisse sind zugunsten von Drehstrom ausgefallen.

Characteristics of the solenoid. Von Underhill. (El. World 23. Nov. 07 S. 1007/09*) Berechnung der Zugkraft eines Solenoidkernes an verschiedenen Stellen des Hubes.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 7. Dez. 07 S. 778/81*) Konstruktionen von Gurkmann Arnold & La Cour, Kingdon, Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke, Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, Th. Lehmann, Siemens-Schuckert-Werke, A. E. G. Forts. folgt.

Leakage coefficient of induction motors. Von Hellmund. (El. World 23. Nov. 07 S. 1004/05*) Ableitung der Formel und Anwendung auf verschiedene Wicklungsarten.

Representation of armature reaction of the synchronous motor as an equivalent reactance. Von Langsdorf. (El. World 30. Nov. 07 S. 1048/50*) Zeichnerische Darstellung der abgeleiteten Formeln. S. Zeitschriftenschau v. 16. Nov. 07.

Die Verwendung von Eisen zur Bedeckung von offenen Nuten (gedeckte Nuten). Von Goldschmidt. (ETZ 5. Dez. 07 S. 1166/67*) Offene Nuten werden überall da verwendet, wo leichtes Einbringen der maschinengewickelten Spulen erwünscht ist, haben aber Nachteile, wie z. B. Vergrößerung des magnetischen Luftwiderstandes Darstellung von Nutendeckungen mit Drähten, Keilen, Winkel- und U-Eisen, Eisenstreifen und von Versuchsergebnissen vor und nach dem Einbau, die zeigen, daß Erwärmung, Eisenverluste und Erregerstrom durch die gedeckten Nuten verringert werden.

Ueber elektrisches Bremsen mit Wechselstrom-Kollektormotoren mit kurzgeschlossenen Bürstensätzen. Von Kummer. (El. Kraftbetr. u. B. 4. Dez. 07 S. 676/78*) Darstellung der Schaltung zum Bremsen mit einem Repulsionsmotor sowie mit einem Latour-Winter-Eichberg-Motor. Da dieser Motor kein Anlaufdrehmoment hat, verhält er sich hinsichtlich der Bremsung in beiden Drehrichtungen übereinstimmend.

Ueber Hochspannungskabel und ihre Prüfung. Von Feldmann und Herzog. (ETZ 5. Dez. 07 S. 1163/65*) Darstellung ausgeführter Hochspannungskabel für 25000 bis 30000 V. Die Kabelprüfung erfolgt mit mäßiger Ueberspannung bei entsprechend vorgerichteten Kabelenden; eine langdauernde Prüfung mit 2- bis 3facher Ueberspannung kann die innersten Schichten schwächen, ohne das Kabel zu durchschlagen.

Lebensdauer und Gebrauchswert hölzerner Leitungsmaste in Oesterreich. Von Nowotny. (El. u. Maschinenb. Wien 1. Dez. 07 S. 927/32*) Im Gebiet der österreichischen Staatstelegraphenverwaltung sind 1361533 Holzsäulen, meist aus Kiefern-, Fichten- und Tannenholz, aufgestellt; hiervon sind 1132189 mit Holzkonserviermitteln behandelt. Zusammenstellung der Lebensdauer der 1906 ausgewechselten Säulen, bezogen auf die einzelnen Kronländer. Verhalten von Säulen aus Rotlärche und von mit Kupfervitriol und mit Kreosotöl behandelten Säulen. Wirtschaftlicher Wert der Säulen, bezogen auf die Lebensdauer und die gesamten Kosten für 1 cbm.

Erd- und Wasserbau.

Annual report of the Isthmian Canal Commission to the Secretary of War. (Eng. News 28. Nov. 07 S. 567/73*) Ausführliche Uebersicht über den Fortgang der Arbeiten. Darstellung der wirtschaftlichen Verhältnisse.

Ueber den Bau der Friedrichswalder Talsperre und Bericht über das erste Betriebsjahr. Von Czehak. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 6. Dez. 07 S. 853/59*) Die als Kreisabschnitt ausgebildete Sperrmauer der Talsperre an der schwarzen Neiße hat 4,5 m Kronenbreite bei 300 m Halbmesser und ist auf 140 m Länge auf eine 23 m breite und 1,5 bis 2 m dicke Betonplatte gegründet; ihre größte Höhe beträgt 21,5 m und ihre am Fuß gemessene Breite 16 m. Lageplan. Darstellung der statischen Beanspruchung und des Mauerquerschnittes. Schluß folgt.

Heizung und Lüftung.

Ueber die Gesundheitschädlichkeit der Luft bewohnter Räume und ihre Verbesserung durch Ozon. Von Lübbert. (Gesundhtsing. 7. Dez. 07 S. 793/97*) Die schädliche Wirkung verbrauchter Luft wird nicht durch Sauerstoffverminderung und Kohlensäureüberladung, sondern durch die Wärme, den Wasserdampfgehalt



und hauptsächlich durch die Erzeugung übelriechender Gase hervorgerufen. Zerstörung der Riechstoffe durch Ozonisieren der Luft. Ozonerzeuger von Elworthy-Kölle, der bis zu 31,74 g Ozon für 1 PS-st liefert. Versuche mit dem Ozonerzeuger im Zwischendeck eines Auswandererschiffes.

Hochbau.

Neuere Holzbauweisen, System Hetzer. (Deutsche Bauz. 7. Dez. 07 S. 686/90*) Ausführung von Holzbauten aus zusammengesetzten Balken. Ergebnisse von Festigkeitsversuchen der Holzverbände. Verbundbalken. Schluß folgt.

Kälteindustrie.

Die Anwendung der maschinellen Kühlung auf den Kompressorbetrieb. Von Hirsch. (Z. Kälte-Ind. Nov. 07 S. 221/24*) Rechnerische und zeichnerische Ermittlung der durch Kühlung der Gase erzielbaren Arbeitersparnis im Kompressorenbetriebe.

Materialkunde.

A volumetric study of cast iron. Von Lane. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Nov. 07 S. 467/75*) Darstellung des Einflusses von Verunreinigungen (S, Mn, P, Si, C) auf das Gefüge von Gußeisen.

Ueber die spezifische Wärme des Eisens. Von Oberhoffer. (Stahl u. Eisen 4. Dez. 07 S. 1764/67*) Zeichnerische Zusammenstellung der Ergebnisse der Versuche von Stücker, Pionchon, Harker und Oberhoffer über die Veränderlichkeit der spezifischen Wärme des Eisens; die letztgenannten Versuche sind im luftleeren Raum durchgeführt worden. Darstellung der Versuchsvorrichtung, mit der Kruppsches Flußeisen mit 0,06 vH C, 0,005 vH Si, 0,005 vH P, 0,019 vH S und 0,05 vH Mn untersucht worden ist.

Automobil-Stahl. Von Schaeffers. (Motorw. 30. Nov. 07 S. 1014/20* mit 3 Taf.) Ergebnisse der Materialprüfung von Vanadium-Chrom-Stählen der American Vanadium Co. in Pittsburg, Pa. Zulässige Grenze für den Gehalt an Phosphor, Schwefel, Silizium, Mangan. Beurteilung der Güte des Stahles.

Schmierölprüfung. Schluß. (Z. Dampfk. Maschbtr. 6. Dez. 07 S. 515/18) Zusammenstellung der Ergebnisse von 70 stündigen Dauerversuchen mit je 4 verschiedenen Arten von Maschinen- und Zylinderöl.

Mechanik.

Versuche über Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe. Von Hempelmann. (Dingler 7. Dez. 07 S. 772/74*) Rechnerische Ermittlung der Spannungsverteilung nach Grashof und des Verdrehungswinkels nach dem Föpplschen, dem Grashofschen und dem Bredtschen Verfahren. Forts. folgt.

Meßgeräte und -verfahren.

Methods of using those Swedish gages. (Am. Mach. 7. Dez. 07 S. 790/92*) Verschiedene Anwendungen der in der Zeitschriftenschau vom 26. Okt. 07 erwähnten schwedischen Lehren zum Prüfen von Grenzlehren, zum Einstellen von Tastern, als Hohlmaße, zum Prüfen bearbeiteter Stücke und zum Anreißen.

A laboratory test for heat-insulating materials. Von Darling. (Engng. 6. Dez. 07 S. 790/91*) Nach dem Verfahren von S. P. Thompson und Dalby wird auf elektrischem Wege die Wärmemenge ermittelt, die aufgewendet werden muß, um das untersuchte Rohrstück auf gleichbleibender Temperatur zu erhalten.

Metallbearbeitung.

The Leland universal grinder. (Iron Age 7. Nov. 07 S. 1293/95*) Darstellung einer zum nassen und trocknen Schleifen dienenden Maschine von Leland & Co., Worcester, die für Werkstücke bis 250 mm Dmr. auf 500 mm Länge benutzt werden kann. Die mit je 5 Uebersetzungen veränderlichen Umdrehungszahlen des Schleifrades von 75 bis 200 mm Dmr. liegen zwischen 3000 und 5000 Uml./min, die des Werkstückes zwischen 100 und 400 Uml./min. Der Vorschub des Tisches ist mit 5 Uebersetzungen von 0,91 m/min bis 3 m/min einstellbar. Die Querverschiebung beträgt 275 mm, die Auf- und Abbewegung 175 mm.

Locating and boring holes in drill jigs. Von Goodrich. (Am. Mach. 7. Dez. 07 S. 783/87*) Anreißen und Bohren von Löchern von Bohrkasten und Erörterung über die erreichbare Genauigkeit.

Motorwagen und Fahrräder.

Les progrès de l'automobilisme en France. Schluß. Von Rimauce. (Génie civ. 30. Nov. 07 S. 75/80*) Zahlenmäßige Darstellung der Zunahme der Motorwagen von 1899 bis 1907, nach dem Verwendungszweck geordnet. Verteilung auf die einzelnen Bezirke und Verhältnis der Vergnügungswagen zu den mit Pferden bespannten Wagen. Zahl und Wert der jährlich in Frankreich gebauten Motorfahrzeuge von 1899 bis 1906. Zusammenstellung der jährlichen Ausgaben für einen Wagen von 15 bis 16 PS.

Brennstoffe. Von Warschauer. Forts. (Motorw. 30. Nov. 07 S. 1021/22*) Neuere Schwerölvergaser. Versuche mit Naphthalin. Forts. folgt.

Notes on the recent Motor Show. (Engng. 6. Dez. 07 S. 770/72*) Erhöhung der Zugänglichkeit. Lagerung des Wechselgetriebes. Erweiterte Anwendung des Kardanantriebes. Bedingungen für die Verbilligung der Wagen.

Automobillastwagen und Omnibusse. Von Huth. Forts. (Motorw. 30. Nov. 07 S. 1003/10* mit 3 Taf.) Lieferwagen mit Reibradgetriebe von der Daimler-Motorengesellschaft und den Siemens-Schuckert-Werken. Getriebe von Adler und von Opel. Ausbildung der Wagenkasten. Forts. folgt.

The »Pilgrim« motor-car. (Engng. 6. Dez. 07 S. 780*) Motorwagen mit liegendem Vierzylindermotor und Kettenübertragung auf die mit Ausgleichgetriebe versehene Hinterachse. Einzelheiten des Vergasers und der Zündung.

Compound steam tractor. (Engineer 6. Dez. 07 S. 577/78*) Straßenlokomotive von 127 und 203 mm Zyl.-Dmr. und 203 mm Hub für 12,6 at Betriebsdruck, gebaut von Clayton & Shuttleworth in Lincoln.

Beitrag zur Berechnung der Lamellenkupplungen. Von Winkler. Schluß. (Motorw. 30. Nov. 07 S. 1010/14* mit 4 Taf.) S. Zeitschriftenschau v. 30. Nov. 07.

Pumpen und Gebläse.

Mammutpumpen im Eisenbahnbetriebe. Von Guillery. (Organ 12. Heft 07 S. 239/42* mit 2 Taf.) Auf dem neuen Verschiebebahnhof bei Nürnberg befinden sich 3 Borsigsche Mammutpumpen von 26 bis 27 cbm/st, die bei 15 bis 18 m Förderhöhe Kesselspeisewasser in einen auf Geländehöhe befindlichen Sammelbehälter drücken. Auf der sächsischen Eisenbahnwerkstätte Engelsdorf liefern 2 Pumpen je 45 cbm/st auf 15,5 m Förderhöhe. Auf dem Bahnhof Mouseron der belgischen Staatsbahn ist eine Mammutpumpe von 10,2 cbm/st auf 86,45 m vorhanden, bei der wegen der großen Förderhöhe die Preßluft an 2 übereinander liegenden Stellen des Steigrohres zugeführt wird.

Schiffs- und Seewesen.

Dispositif de graissage à niveau constant et réglable à distance, pour navires de guerre. (Génie civ. 30. Nov. 07 S. 80/81*) Darstellung der Gesamtanlage und von Einzelheiten einer Zentralschmierung für stehende Dreifach-Expansionsmaschinen, die auf den Kriegsschiffen »Léon Gambetta« und »Suffren« erprobt wird.

Straßenbahnen.

»Pay-as-you-enter« cars for New York City street railway lines. (Eng. News 21. Nov. 07 S. 549/50*) Auf der Madison Ave-Strecke sollen versuchsweise Triebwagen von 14,6 m Länge eingestellt werden, die 2 für 20 Personen bestimmte, mit dem Wageninnern durch je 2 Türen in Verbindung stehende Plattformen besitzen. Die hintere Plattform, die durch ein aufklappbares Geländer abgeteilt wird, dient nur zum Ein- und Aussteigen, die vordere zu Stehplätzen und nur zum Aussteigen. Der Schaffner bleibt während der ganzen Fahrt auf der hinteren Plattform an einem bestimmten Platz und erhebt hier von den Fahrgästen das Fahrgeld, ehe diese das Innere des Wagens betreten.

Städtische Verkehrsfragen. Von Mattersdorff (El. Kraftbetr. u. B. 4. Dez. 07 S. 672/76*) Wechselwirkung zwischen städtischem Verkehr und natürlicher Entwicklung der Stadt. Darstellung der Abhängigkeit des gesamten Personenverkehrs von der Einwohnerzahl, bezogen auf die Stärke des Verkehrs und die Anzahl der Fahrten auf den Kopf. Einfluß des Straßennetzes auf Verkehrsrichtung und Linienführung. Zusammenstellung des mittleren täglichen Verkehrs für die Berliner Stadtbahn und für die Hoch- und Untergrundbahn sowie der Verkehrschätzung für die Untergrundbahnstrecke Potsdamer Platz-Alexanderplatz.

Verbrennungs- und andre Wärmekraftmaschinen.

Control of internal combustion for gas engines. Von Lucke. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Mitte Nov. 07 S. 449/65*) Darstellung von Indikatordiagrammen, die unter denselben Betriebsbedingungen an der gleichen Maschine aufgenommen sind und Unterschiede bezüglich Entzündung und Ausdehnungslinie zeigen. Einfluß der Mischung. Explosionswellen und Frühzündung.

Duty test on gas power plant. Von Bibbins. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Mitte Nov. 07 S. 477/508* mit 1 Taf.) Eingehende Darstellung der Abnahmeversuche an einer liegenden, doppeltwirkenden 500 PS-Westinghouse-Maschine für Generatorgas zum unmittelbaren Antrieb einer 300 KW-Gleichstrommaschine auf dem Werk der Norton Company, Worcester, Mass. Der durchschnittliche Kohlenverbrauch hat bei rd. 74 vH Wirkungsgrad des Generators 0,635 kg KW-st und der Wärmeverbrauch 2540 WE/PS-st betragen. Der mechanische Wirkungsgrad hat sich mit 83,5 vH und der Verbrauch von Zylinderöl in 24 st zu 6,55 ltr ergeben.

Wasserversorgung.

Die Wasserversorgungsanlagen der Rheinischen Wasserwerksgesellschaft, insbesondere Bau und Betrieb des durch Sauggas angetriebenen Wasserwerkes Westhoven bei Köln. Von Rutsatz. Forts. (Journ. Gasb.-Wasserv. 7. Dez. 07 S. 1100/06*) Lageplan, geologische und hydrologische Verhältnisse des Wasserwerkes



Westhoven. Konstruktion und Abteufen des Brunnens. Darstellung des Maschinenhauses. Schluß folgt.

The filtration of the Croton water supply of New York. (Eng. Rec. 23. Nov. 07 S. 561 64*) Der endgültige Bericht von Varona über die zweckmäßigste Ausbildung der für 1,56 Mill. cbm Tagesleistung bemessenen Filteranlage spricht sich gegen die Verwendung der Ozonreinigung aus. Die vorgeschlagenen Anlagen umfassen einen Niederschlagbehälter von rd. 1500 a, 102 Filterbecken von 1700 a und ein Reinwasserbecken von 1870 a Gesamtfläche. Bericht über die Versuchsanlagen.

Rundschau.

Die diesjährige **Internationale Automobil-Ausstellung in Berlin**, die am 5. ds. Mts. eröffnet worden ist, wird in zwei Abteilungen abgehalten, deren erste, vom 5. bis 15 Dezember, ausschließlich den leichten Personen- und Luxusfahrzeugen sowie den Wagenteilen gewidmet ist, während in der zweiten Abteilung, vom 19. bis 22. Dezember, Nutzwagen und Lastwagen vorgeführt werden sollen. Die beiden großen Räume der Ausstellungshallen am Zoologischen Garten sind trotz dieser Einschränkung der Ausstellungsgegenstände reichlich gefüllt worden, und das Gesamtbild der vorgeführten Wagen, die ohne die Werkzeugmaschinen die beiden Erdgeschosse einnehmen, erweckt keineswegs den Eindruck, als ob wir uns augenblicklich in einer Zeit geschäftlicher Krisen der Motorfahrzeug-Industrie befänden. Hiergegen spricht aber auch der Umstand, daß in diesem Jahr eine Reihe bekannter Fabriken, wie die Siemens-Schuckert-Werke, die Gasmotorenfabrik Deutz, die Bergmann-Elektrizitäts-Werke A.-G. und die Fabrique Nationale d'Armes de Guerre, in die Reihe der Aussteller von Motorfahrzeugen eingetreten sind, Fabriken, deren Namen allein schon die Aussicht auf geschäftlichen Erfolg zu verbürgen scheinen.

Im allgemeinen treten auch in diesem Jahre die großen Luxuswagen gegenüber der wachsenden Zahl von kleinen billigeren Wagen etwas zurück. Wird auch der Sechszylinder-Wagen, die Neuheit des Jahres 1906, diesmal wieder von den großen Fabriken Daimler, Itala, Fiat usw. vorgeführt, die anscheinend um den Absatz ihrer Erzeugnisse noch nicht besorgt zu sein brauchen, so beweist anderseits der Umstand, daß viele andere auch gut bekannte Firmen mit großem Eifer an der Ausgestaltung des kleinen Wagens arbeiten, daß die Erkenntnis über die voraussichtliche Gestaltung des Fahrzeugbaues in der Zukunft schon recht weit gedrungen ist. Einige der bemerkenswerteren Ausführungen von kleinen Wagen sind mit Preisangaben für volle Ausrüstung nachstehend angeführt.

Neckarsulmer Fahrradwerke A.-G. (2 Zyl.)	6250 *M*
Adler-Fahrradwerke (2 Zyl.)	5000 »
Fabrique Nationale d'Armes de Guerre (4 Zyl.)	8500 »
Siemens-Schuckert-Werke (4 Zyl.)	8000 »
Berliner Motorwagenfabrik Reinickendorf (4 Zyl.)	5600 »
Laurin & Clement (4 Zyl.)	7250 »

Hierbei ist es erfreulich, festzustellen, daß im Gegensatz zu früheren Jahren die Versuche zur Lösung der Frage der billigeren Wagen etwas ruhigere Bahnen eingeschlagen haben. Man ist sich klar darüber geworden, daß die Verbilligung des Wagens nicht durch Fortlassen wesentlicher Teile, z. B. des Ausgleichgetriebes, oder durch erhebliche Verminderung der Zylinderzahl des Motors erzielt werden kann, wenn anders der billige Wagen Aussicht auf Nachfrage haben soll, sondern daß die Herstellkosten nur durch gewisse Vereinfachungen in der Formgebung und dementsprechende Ersparnis bei der Bearbeitung in der Massenfabrikation (ähnlich wie früher bei den Fahrrädern) vermindert werden können. Tatsächlich haben denn auch alle vorstehend aufgezählten Wagen trotz ihres verhältnismäßig niedrigen Preises aus Blech gepreßte, kräftig aussehende Rahmen, in der Mehrzahl der Fälle Vierzylindermotoren, Kupplungen, Schubräder-Wechselgetriebe (ausgenommen den Wagen der Berliner Motorwagenfabrik mit Planetengetriebe), Kardanübertragung und Ausgleichgetriebe, können also ebenso betriebsicher hergestellt werden wie große Wagen; sogar die Räder sind mit Holzspeichen und Stahlblechfelgen versehen. Bleibt demnach der billige Wagen im Preise von 3 bis 5000 *M* noch ein frommer Wunsch, so liefern die in diesem Jahr ausgestellten Fahrzeuge wenigstens den Beweis, daß ein in jeder Hinsicht bequemer und zuverlässiger kleiner Wagen schon für 6 bis 8000 *M* käuflich und bei sachgemäßer Behandlung sicher auch dauernd verwendbar ist.

Wagen mit Verbrennungsmaschinen. In konstruktiver Beziehung ist bei den ausgestellten Fahrzeugen die weitere Ausbreitung des entschieden geräuschloseren Antriebes mit durchlaufender Gelenkwelle hervorzuheben, der in manchen Fällen sogar bei etwas größeren Wagen (Brevetti-Fiat, Métallurgique) angewendet worden ist. Bemerkenswert sind hierbei die Vorkehrungen, die getroffen werden, um den Rückdruck des Ausgleichgetriebes aufzunehmen, ohne die Hinterachsfedern zu belasten, und trotzdem eine gewisse Beweglichkeit der Hinterachsbrücke in senkrechter Richtung zu wahren. In manchen Fällen sind hierfür statt der üblichen Stangen gepreßte Blechträger verwendet, deren Enden gelenkig und senkrecht federnd gelagert sind. Dem wichtigsten Nachteil des Kardanantriebes, daß nämlich das große Gewicht der Hinterachsbrücke unabgefedert auf die Hinterräder übertragen und allen Stößen während der Fahrt ausgesetzt wird, dürfte durch die schon im vorigen Jahre von Fiat, neuerdings auch von den Neckarsulmer Fahrradwerken übernommene Herstellung des Getriebegehäuses aus zwei im Gesenk geschmiedeten Längshälften aus dünnem Stahlblech zum Teil abgeholfen sein, wenngleich diese Ausbildung wegen der vielen zu lösenden Schrauben die Ausgleich-Zahnräder unzugänglich macht und das Ideal des Hinterradantriebes: den von de Dion & Bouton erfundenen und bis heute gegen alle Angriffe erfolgreich verteidigten Antrieb mit seitwärts gerichteten kurzen Gelenkwellen auf fester Hinterachse, noch lange nicht erreicht.

Bei den Motoren macht die Anordnung der Ventile oben im Zylinder und die kugelförmige Ausbildung des Kompressionsraumes Fortschritte. Im übrigen beschränken sich die Neuerungen auf die Verbesserung des Oelumlaufes, der durch Umherschleudern durch die bewegten Teile oder zwangläufig mit Hülfe einer Pumpe bewirkt wird. Große Beachtung findet noch immer die Vergaserfrage. Das von allen Erfindern angestrebte Ziel — Aufrechterhaltung der Zusammensetzung des Gemisches bei allen, selbst den kleinsten Motorgeschwindigkeiten — wird bei dem G. A.-Vergaser der Cudell-Motoren-Gesellschaft in Berlin mit Hülfe von mehreren mit Kugeln verschiedener Größe bedeckten Zusatzluftöffnungen erreicht, die selbsttätig bei wachsendem Unterdruck im Vergaser, also bei größerer Motorgeschwindigkeit, mehr geöffnet, bei geringer werdendem Unterdruck wieder geschlossen werden, wobei aber zweifelhaft erscheint, ob diese Wirkung auch bei den Erschütterungen während des Betriebes erreicht werden wird. Der Luftregler von Gillet-Lehmann, der von J. Windmüller, Köln, hergestellt wird, besteht aus einem Drosselventil, das in einen Zweig der Saugleitung des Motors eingeschaltet wird, und dient dazu, einen Teil des bei wachsender Motorgeschwindigkeit steigenden Unterdruckes im Vergaser durch Zufuhr von Außenluft zu zerstören, so daß der Unterdruck in gewissem Maße von der Motorgeschwindigkeit unabhängig wird. Diese Einrichtung scheint sich nach einem vorliegenden Bericht vielfach bewährt zu haben.

Von wirklich weittragender Bedeutung scheint die neue elektromagnetische Abreiß-Zündkerze von Bosch zu sein, die, obgleich der Gedanke schon etwa 10 Jahre alt ist, in diesem Jahr zum erstenmal praktisch vorgeführt wird. Diese Zündanordnung besteht aus der bekannten Niederspannungs-Zünddynamo, bei der der Kurzschluß des Ankers im Augenblicke der Zündung aufgehoben und der durch den Extrastrom verstärkte Strom der Hauptwicklung über den Verteiler an eine der Zündstellen fortgeleitet wird. Die Zündkerze besteht aus einer kräftigen Induktionsspule, deren magnetisierter Kern einen federnden, auf Schneide gelagerten Kontakthebel anzieht und dadurch die Kontaktstellen auseinanderzieht. Der Strom verläuft über die Induktionsspule zum Kontakthebel und über das Motorgehäuse zur Zünddynamo zurück. Die Zündkerze, deren Inneres gegen Zutritt von heißen Gasen möglichst geschützt ist, soll eine Temperatur bis 400° bequem ertragen und bis 4000 Zündungen in der Minute liefern können.

Metallische Motorkupplungen sind eher etwas weniger vorhanden als im vorigen Jahre. Verschiedene Wagen haben entweder wieder die alte offne Kegelreibkupplung oder eine nach innen auslösende Kegelkupplung mit Lederbelag, obgleich über die Abnutzung des Lederbezuges viel geklagt wird. Unter den Getrieben, bei denen der unmittelbare Eingriff und die Kulissenschaltung (Mercèdes) weitere Fortschritte, auch bei kleinen Wagen, zu verzeichnen haben, ist vielleicht eine Ausführung der Société Lorraine de Dietrich erwähnenswert, die, obwohl sie wesentlich schwerer ausfällt als andre Getriebe, mancherlei Vorteile bietet. Bei diesem Getriebe, das mit den Ausgleichrädern in einem Gehäuse vereinigt ist, werden die erste und die zweite Geschwindigkeit am Ende der Vorgelegewelle durch ein festes Kegelrad auf das Ausgleichgetriebe übertragen. Für die dritte und vierte Geschwindig-

keit sind je ein besonderes loses Kegelrad auf der durchlaufenden Motorwelle und im Ausgleichgetriebe vorhanden. Durch ein Stirnrad, das sich in die Innenverzahnungen der beiden losen Kegelräder einschieben läßt, wird das eine oder das andre davon mit der Motorwelle gekuppelt, so daß sowohl für die dritte als auch für die höchste Fahrgeschwindigkeit unmittelbarer Eingriff erzielt werden kann.

Es ist schließlich noch hervorzuheben, daß auch die Versuche, die empfindlichen Luftreifen durch annähernd ebenso nachgiebige Bereifungen zu ersetzen, anscheinend Fortschritte gemacht haben. Wenigstens werden an mehreren Stellen der Ausstellungshalle mit einer elastischen Masse gefüllte Reifen vorgeführt, für deren Haltbarkeit angeblich 1 Jahr Gewähr geleistet werden kann. Zum schnellen Aufpumpen von Luftreifen werden von der Continental-Gesellschaft Flaschen mit verdichteter Luft, die mit Druckminderventilen versehen sind, von der A.-G. Deutscher Samson-Leder-Pneumatic kleine Luftpumpen mit radial angeordneten Kolben empfohlen, die durch ein Reibrad vom Umfang des Motorschwungrades aus angetrieben werden.

Kurze Berichte über die elektrisch betriebenen Fahrzeuge sowie über die zweite Abteilung der Ausstellung werdem demnächst folgen.

Berlin, den 12. Dezember 1907. A. Heller.

Dem vor kurzem erschienenen Bericht über **die Tätigkeit des Königl. Materialprüfungsamtes im Jahr 1906**[1], das gegenwärtig 221 Personen (190 im Vorjahre[2])) beschäftigt, entnehmen wir, daß das Amt im Auftrage der Firma A. Borsig in Tegel ein grundlegendes Gutachten zugunsten der Zulassung von Probiermaschinen mit hydraulischer Meßvorrichtung bei der Abnahmeprüfung von Ketten erstattet hat, das unter anderm auch durch die günstigen Erfahrungen des Amtes mit den an 20 eigenen Prüfmaschinen angebrachten Meßdosen begründet wird.

Die Abteilung 1 für Metallprüfung hat 404 Anträge, umfassend etwa 6000 Versuche, erledigt, darunter die Prüfung von 9 Festigkeits-Probiermaschinen, mehreren Kontrollstäben und zwei Meßdosen. Die wissenschaftlichen Arbeiten: Versuche über den Bewegungswiderstand der Rollenlager von eisernen Brücken (im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure) und Reibungsversuche (im Auftrage des Reichs-Marineamtes) sind noch nicht beendet; dagegen sind Versuche mit Nietverbindungen zur Bestimmung der Kraftverteilung auf die Niete (im Auftrage des Reichs-Marineamtes) ausgeführt worden.

Unter den auf Antrag angestellten Prüfungen sind Zugversuche mit geschweißten und gelaschten]-Eisenrahmen für Muldenkipper zu erwähnen, bei denen die mit 3600 kg Eisenbarren belasteten Untergestelle in der 500 t-Zerreißmaschine untersucht worden sind, und die für die geschweißten Rahmen die doppelte Bruchlast der gelaschten Rahmen ergeben haben. Geprüft wurde ferner eine Schienenstoßverbindung für Straßenbahngleise, die erst bei 45 000 kg Einzelbelastung bei 1 m Stützweite nachgab, ein Glasrahmen für Kelleroberlicht, der auf 80 × 60 cm Fläche 7450 kg Einzelbelastung ertragen hat, gehärtete Stahlkugeln von rd. 4 mm Dmr. mit 640 bis 960 kg Bruchlast, Flansche aus Flußeisen und Stahlguß in bezug auf Festigkeitseigenschaften und Widerstand gegen Herausziehen des Rohres, Kardangelenke für Motorwagen mit 138,7 mkg Drehmoment bei 70 mm und 89,8 mkg bei 55 mm Dmr. und Wagenfedern. Der Bericht enthält außerdem die Ergebnisse der Untersuchungen an gebrochenen Konstruktionsteilen, an einem Kranträger, dessen Nietlöcher gestanzt waren, an einer Kolbenstange mit sehr geringer Stoßfestigkeit, an einer Pleuelstange mit geringer Festigkeit in der Querrichtung und an einer Nickelstahlachse mit sehr geringer Widerstandsfähigkeit gegen die Kerbschlagbiegeprobe, die durch Glühen allerdings gesteigert werden konnte.

Zu erwähnen sind noch Versuche an Flaschenzügen verschiedener Bauart von 10 t Nutzlast mit 67,1, 69,4 und 74,4 vH Wirkungsgrad und Prüfungen von ausgeglühten kupfernen Dampfleitungen von rd. 5 mm Wandstärke, die mit von Zimmerwärme bis auf 400° steigender Temperatur eine von 2100 bis 1000 kg/qcm abnehmende Festigkeit und im allgemeinen auch abnehmende Dehnung geliefert haben.

Die Arbeiten der Abteilung 2 für Baumaterialprüfung, die insgesamt 929 Anträge mit 38 590 Versuchen erledigt hat, erstrecken sich auf die Prüfung von Bruchsteinen und Kunststeinen, auf die Haftfestigkeit der Kalksandsteine, die sich viel größer als diejenige von Rathenower Ziegelsteinen erwiesen hat, auf die Ermittlung des Gewichtes von Kalksandstein-Mauerwerk, das mit Erlaß des Ministers der öffentlichen Arbeiten vom 4. März 1907 nicht mehr größer als dasjenige von Ziegelmauerwerk (1600 kg/cbm) angenommen werden soll, sowie auf die Untersuchung der Festigkeit von Schamottsteinen für Winderhitzer. In das Arbeitsgebiet dieser Abteilung fallen die zahlreichen Prüfungen von Betonmischungen, von Asphalt-Betonbalken für Straßenbahnunterbauten, von Decken und Wänden aus Formsteinen, Beton und Gips, sowie die Prüfung von Baustoffen auf ihre Feuersicherheit.

Die Abteilung 3 für Papier- und textiltechnische Prüfungen hat 1198 Anträge, darunter 1484 Papierprüfungen, erledigt. Nach den Erfahrungen der Abteilung mit 24 handelsüblichen Marken von Tintenstiften sind diese zur Anfertigung von Urkunden, z. B. von Beglaubigungsvermerken, nicht geeignet, weil sich die Schriftzüge schon durch vorsichtiges Radieren mit Gummi vollständig entfernen lassen. Vom Justizminister sind Bestimmungen für dauernde Ueberwachung der Schreibmaschinen-Farbbänder erlassen worden, wonach das Amt durch Stichproben von Zeit zu Zeit prüfen soll, ob die Bänder dauernd in der Güte hergestellt werden wie zur Zeit ihrer Zulassung zum Gebrauch bei Justizbehörden und Notaren. Der Bericht macht ferner auf den Verfall aufmerksam, dem wertvolle Druckwerke wegen mangelhafter Auswahl der Papiere ausgesetzt sind[1]). Die Abteilung hat im vergangenen Jahr 8 Papiertechniker ausgebildet.

Der Abteilung 4 für Metallographie haben im vergangenen Jahre 102 Anträge vorgelegen, darunter mehrere, bei denen die Ursache örtlicher Anfressungen von Rohren, die mit Wasser in Berührung standen, zu ermitteln war. Solche Anfressungen können auch bei Verwendung von destilliertem Wasser (z. B. ölfreiem Kondensat) auftreten, solange es nicht vor der Berührung mit Luft geschützt wird. In einem Fall ist die örtliche Zerstörung von Metallteilen, die mit Wasser in Berührung gekommen waren, auf Entstehung von elektrischen Strömen zurückzuführen gewesen. Der Spannungsunterschied hat hierbei 0,2 V betragen. Nach zwei verschiedenen Verfahren verzinkte Eisenrohre, die in verdünnter Schwefelsäure und in Salzsäure sowie in destilliertem und in Leitungswasser untersucht worden sind, haben ebenfalls das Lösungsvermögen des destillierten Wassers bewiesen; es ist etwa doppelt so groß wie dasjenige von Leitungswasser und kommt nahezu dem von verdünnter (1 : 100) Salzsäure gleich. Von den größeren wissenschaftlichen Arbeiten dieser Abteilung sind die Untersuchungen über den Einfluß verschiedener Umstände auf den Angriff des Eisens durch Wasser und Salzlösungen und über den Einfluß von Beimengungen zum Kupfer fortgeführt, die Versuche über die Gefügebestandteile des hochgekohlten Eisens im gehärteten Zustand, über den Grad des Kaltziehens von Eisendraht durch Bestimmung der Löslichkeit in Säure sowie über die Graphitausscheidung in Roheisen abgeschlossen worden. Außerdem ist die Ausarbeitung eines einfachen Verfahrens in Angriff genommen worden, um den richtigsten Härtwärmegrad für Spezialstähle zu finden.

Unter den Arbeiten der Abteilung 5 für allgemeine Chemie, die 377 Anträge mit 876 Versuchen erledigt hat, sind die Angaben über das Finknersche Verfahren zur Bestimmung der Azetylenausbeute aus Kalziumkarbid, über die Selbstentzündung von Zelluloid und über die Haltbarkeit von Eisenverzinkungen zu erwähnen.

Die Abteilung 6 für Oelprüfung hat 485 Anträge mit 892 Proben erledigt und 25 Gutachten erstattet. Den größten Raum nehmen hierbei wie immer die Prüfungen von Zylinder- und Maschinenschmierölen sowie von Petroleumproben ein.

Ueber einen **neuen optischen Indikator** für schnellaufende Verbrennungsmotoren hat **B. Hopkinson** vor kurzem Mitteilungen gemacht[2]). Das Gerät, s. Fig. 1 und 2, das unter anderm auch zur Durchführung der bereits früher erwähnten Versuche an einem Fahrzeugmotor der Daimler Company[3]) gedient hat, unterscheidet sich von dem Lichtstrahlindikator von Hospitalier und Carpentier[4]) in der Hauptsache dadurch, daß die im Motorzylinder auftretenden Drücke nicht auf eine Membran, sondern durch einen leicht eingepaßten hohlen Kolben *a*, dessen untere Oeffnung durch eine Blechplatte verschlossen ist, auf eine Blattfeder *b* übertragen werden, die in dem oberen, drehbaren Teil *c* des Indikators mit etwas Anfangspannung eingesetzt ist. Die Formänderungen dieser Feder werden durch ein biegsames Blatt *d* einer zwischen zwei Blattfedern *e* leicht drehbaren Spindel *f* mitgeteilt, auf der der Spiegel *g* befestigt ist. Außer der durch die Form-

[1]) Mitteilungen aus dem Königlichen Materialprüfungsamt zu Groß-Lichterfelde-West Heft 4 1907.

[2]) Z. 1906 S. 2084.

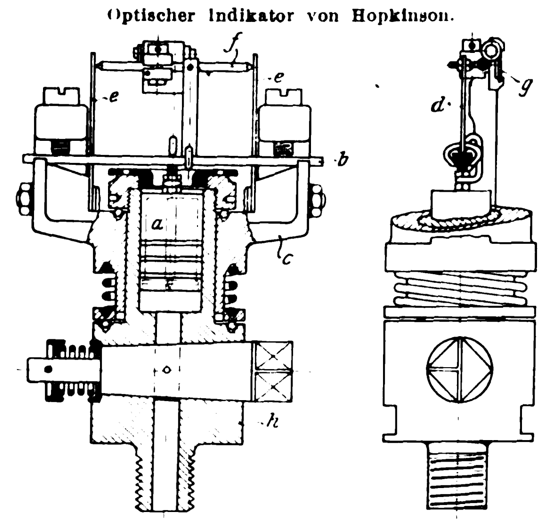
[1]) s. Z. 1907 S. 1558.
[2]) Engineering 25. Okt. 1907.
[3]) Z. 1907 S. 475.
[4]) Z. 1902 S. 365.



änderungen der Feder *h* hervorgerufenen erhält der Spiegel noch eine dem Kolbenwege des Motors entsprechende Bewegung, indem das ganze obere Gestell *c* durch ein von einem Exzenter auf der Kurbelwelle angetriebenes Hebelwerk gegen den Indikatorkörper *h* verdreht wird. Der Vorteil dieser Konstruktion gegenüber der von Hospitalier und Carpentier soll vornehmlich darin bestehen, daß die damit erhaltenen Diagramme ihrer ganzen Höhe nach gleichen Federmaßstab

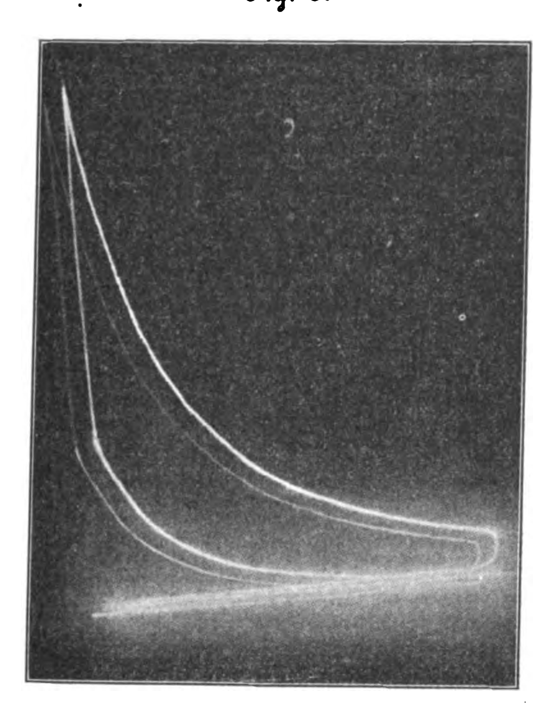
Fig. 1 und 2.

Optischer Indikator von Hopkinson.



aufweisen, während die Federmaßstäbe der Membranindikatoren nach oben abnehmen. Ob das wirklich ein Vorteil ist, muß aber dahingestellt bleiben; denn wegen der großen Druckunterschiede, die das Indikatordiagramm von Verbrennungsmaschinen aufweist, ist gerade der nach oben abnehmende Federmaßstab mitunter wünschenswert, um den Verlauf der beiden kraftverzehrenden Arbeitstakte mit größerer Genauigkeit verfolgen zu können. Schwingungen in der Ex-

Fig. 3.



pansionslinie, derentwegen Hopkinson die Indikatoren von Richards, Crosby usw. als unverwendbar bezeichnet, dürften auch bei den gebräuchlichen Manographen nicht auftreten. Dagegen hat der Hopkinsonsche Indikator mit allen Lichtstrahlgeräten den Fehler gemeinsam, daß die photographischen Aufnahmen der Diagramme, s. Fig. 3, wegen der mehrfachen Vergrößerung mit sehr dicken Linien gezeichnet erscheinen; wenn also Hopkinson gegen die üblichen Schreibstiftindikatoren mit Hebelübertragung den Vorwurf erhebt, daß bei ihnen 0,5 mm Schreibstiftspiel bereits 6 vH Fehler in der Diagrammfläche hervorrufen, so muß man dem entgegenhalten, daß auch der Verlauf der photographisch aufgenommenen Diagrammlinien kaum mit höherer Genauigkeit als 0,5 mm verfolgt werden kann.

Die im Auftrage des Königl. Bayerischen Staatsministeriums des Innern von der Obersten Baubehörde bearbeitete Denkschrift **»Die Wasserkräfte Bayerns«**[1]), die im Zusammenhang mit den Plänen zur Verwertung der Wasserkräfte für den elektrischen Bahnbetrieb dem bayerischen Landtage vor kurzem zugegangen ist, behandelt in ihrem allgemeinen Teile die geschichtliche Uebersicht über die Entwicklung der Wasserkraftmaschinen insbesondere unter dem Einfluß der elektrischen Kraftübertragung und des großen Aufschwunges der Elektrochemie und Elektrometallurgie, die technischen und wirtschaftlichen Grundlagen der Wasserkraftverwertung, die Vorteile der Anlage von Staubecken und die Möglichkeiten des Ausgleiches zwischen stark wechselndem Kraftbedarf und ziemlich gleichmäßiger Kraftleistung. Die Kosten des Baues und des Betriebes von Wasserkraftanlagen sind mit denjenigen entsprechender Dampfanlagen vergleichend zusammengestellt; doch sind die vorliegenden Angaben für ein abschließendes Urteil wenig geeignet, da die Kosten, bezogen auf 1 PS Nutzleistung, bis jetzt außerordentlich verschieden ausgefallen sind. Der zweite besondere Teil der Denkschrift behandelt die Ausnutzung der Wasserkräfte in Bayern. Von den in den vier Hauptstromgebieten der Donau, des Rheines, der Elbe und der Weser verfügbaren Wasserkräften sind bis jetzt rd. 115000 PS ausgenutzt worden und rd. 329000 PS erzielbar, wovon bei weitem der größte Teil auf das Donaugebiet entfällt. Die vorliegenden Pläne zur Gewinnung dieser Wasserkräfte sind entweder solche, bei denen die bayerischen Alpenseen als Staubecken benutzt werden, z. B. der Plan, im Gebiet des Tegernsees, des Schliersees und der Mangfall durch Abschneiden der großen Mangfall-Krümmung mit Hülfe eines Stollens insgesamt 24700 PS zu gewinnen, oder solche, bei denen das verfügbare Gefäll unmittelbar ausgenutzt wird, wie der Plan der Badischen Anilin- und Sodafabrik in Ludwigshafen, das Gefäll der Alz, des Abflusses des Chiemsees, bei Burghausen zu verwerten. Auch der bekannte Plan, einen Teil des Isarwassers durch den Walchensee zu leiten und die 200 m hohe Gefällstufe zwischen dem Walchensee und dem Kochelsee zu verwerten, sowie die bis jetzt zu seiner Durchführung gemachten Vorschläge werden behandelt. Den Schluß dieses Teiles bilden die leitenden Gesichtspunkte, die für die Wasserkraftausnutzung in Bayern fernerhin maßgebend sein sollen. Vor allem soll die Staatsbahnverwaltung eine Uebersicht über den Kraftbedarf geben, den die Einführung des elektrischen Betriebes auf dem bayerischen Bahnnetz diesseits und jenseits des Rheines erfordern würde. Hiernach sollen die Wasserkräfte bezeichnet werden, die für den Bahnbetrieb überhaupt einmal in Frage kommen können. Auch für die Ausnutzung der Wasserkräfte durch Private sind Grundsätze bereits aufgestellt worden. Eine weitere Denkschrift über die Einführung des elektrischen Eisenbahnbetriebes, die der bayerische Staatsminister für Verkehrsangelegenheiten dem Landtag in Aussicht gestellt hat, wird demnächst erscheinen. (Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen vom 23. und 27. November 1907)

Auf dem **Dampfer »Plymouth«** der New England Navigation Co., der zur Personen- und Frachtbeförderung auf dem Long Island-Sund dient, ist eine umfangreiche **Feuerlöschanlage**, bestehend aus 1135 durch eine besondere Pumpe gespeisten und an verschiedene Stellen des Schiffes verteilten Sprühköpfen, eingerichtet. Das 3770 t große Schiff, dessen Körper aus Eisen, dessen sonstige Einrichtung aber zum großen Teil aus Holz besteht, ist bereits früher einmal durch ein plötzlich ausgekommenes Feuer stark beschädigt worden. Durch die neu geschaffene Feuerlöscheinrichtung, die von einer Stelle aus bedient wird, will man ähnlichen Unfällen nach Möglichkeit vorbeugen. Die von außenbord saugende Feuerlöschpumpe, Bauart Blake, leistet rd. 3,8 cbm/min.

Der **Wasserverbrauch von Berlin** zeigt von Jahr zu Jahr eine recht bedeutende Steigerung. Es wurden auf den Kopf der Bevölkerung täglich verbraucht: 1904 82,1 ltr, 1905 83,3 ltr, 1906 85,12 ltr. Der Gesamtverbrauch an Wasser betrug 1906 für Berlin und seine Vororte 66700000 cbm. Der höchste Tagesverbrauch von 249156 cbm fiel auf den 3. August 1906, der niedrigste Verbrauch mit 122728 cbm auf den 26. Dezember. (Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 7. Dezember 1907)

---

[1]) Verlag von Piloty & Loehle in München; Preis 60 *M*.

Durch Anstauung des Tajo mittels einer Sperrmauer von 240 m Kronenlänge wird bei dem Punkte **Bolarque**, der rd. 100 km von Madrid entfernt liegt, ein Nutzgefälle von 31 m erzeugt werden, das zum Betrieb eines **Wasserkraft-Elektrizitätswerkes** dienen soll. Das Krafthaus wird nach seiner Vollendung 6 Hauptmaschinensätze zu je 3500 PS und 3 Erregermaschinensätze von je 300 PS enthalten. Vorläufig sind der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha 4 Hauptturbinen und 2 Erregerturbinen in Auftrag gegeben worden. Die Hauptturbinen sind Schnelläufer-Zwillingsturbinen in geschlossenen zylindrischen Gehäusen, angeschlossen an schmiedeeiserne Zuflußleitungen, die Erregerturbinen einfache Spiralturbinen mit Außenregelung. Die ersteren erhalten 428, die letzteren 500 Uml./min.

Die Direktion des Kgl. Trollhätte-Kanal- und Wasserwerkes in Schweden hat der Mekaniska Werkstaden in Kristinehamn, Schweden, die Lieferung von zwei **Wasserturbinen für das staatliche Kraftwerk Trollhättan** übertragen. Jede Turbine soll bei einem Gefälle von 30 m und 187,5 Uml./min 12500 PS abgeben. Es handelt sich um liegende Zwillingsturbinen in Blechkesseln von 5,5 m Dmr. Das Wasser wird jeder Turbine durch eine Rohrleitung von rd. 60 m Länge und 4,5 m Dmr. zugeführt. Die Geschwindigkeit wird selbsttätig mit Hülfe von Oel von 20 at Pressung geregelt; jede Turbine erhält eine besondere von der Turbinenwelle angetriebene Pumpe.

Die Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen in Berlin[1]) hat eine **Stickstoffanlage nach dem Lindeschen Verfahren** in ihrem Werk eingerichtet und liefert verdichteten atmosphärischen Stickstoff in Flaschen. Der Preis beträgt bei einer jährlichen Abnahme von 100 cbm 2 ℳ/cbm und verringert sich beim Bezug größerer Mengen bis auf 0,35 ℳ/cbm für mehr als 10000 cbm. (Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie November 1907)

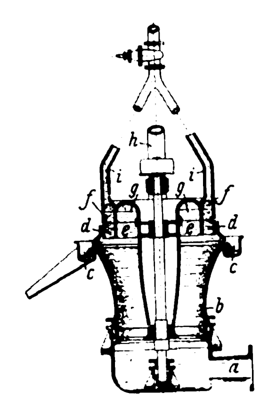
[1]) s. Z. 1902 S. 1613.

Zu dem auf S. 1950 veröffentlichten **Nachruf** an unser verstorbenes Mitglied **August Dinse**, Berlin, verdient nachgetragen zu werden, daß Dinse schon in den Jahren 1865 und 1866 in dieser Zeitschrift[1]) eine damals vom Verein »Hütte« mit einem Preise gekrönte Abhandlung über die Verwendung des überhitzten Dampfes in den Dampfmaschinen veröffentlicht hat. Es ist darin eine wertvolle geschichtliche Uebersicht über die Entwicklung der Dampfüberhitzer und die damals erzielten Erfahrungsergebnisse unter Beifügung von Abbildungen der verschiedenen Ueberhitzerbauarten gegeben. In seiner »Thermodynamik« hat Zeuner die Arbeit Dinses als erste zusammenfassende Darstellung dieses heute zu so großer Bedeutung gelangten Zweiges der Dampftechnik angeführt.

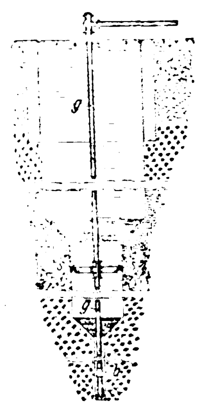
In **Essen** an der Ruhr wird eine **Königliche Maschinenbauschule** errichtet werden, an der der Unterricht am 1. April des nächsten Jahres beginnen wird. Es bestand dort bis jetzt eine aus einer Werkmeisterschule hervorgegangene zweisemestrige städtische Maschinenbauschule, entsprechend den beiden unteren Klassen einer preußischen Maschinenbauschule, die nunmehr in der erweiterten Form in den Staatsbetrieb übernommen wird. Die Stadt Essen wird für die neue Anstalt ein Schulgebäude nebst einem Maschinenhaus und sonstigem Zubehör auf ihre Kosten erbauen und außerdem einen Jahreszuschuß von 25000 ℳ leisten. Die Anstalt wird außer der Tagesabteilung auch eine Abend- und Sonntagabteilung umfassen, in der ältere Lehrlinge und Gesellen des Maschinengewerbes sich weiter ausbilden können.

[1]) s. Z. 1865 S. 573, 665 und 1866 S. 245, 483.

Patentbericht.



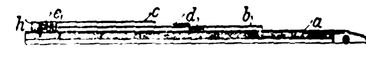
Kl. 1. Nr. 187094. Zentrifuge für Erze, Kohlen u. dergl. O. Hoppe, Clausthal. Das mit Wasser oder dergl. bei a eingeführte Gut gelangt aufsteigend in eine Schleuder b, durch die die schwersten Teile in ein Rundgerinne c abgeführt werden. Das Mittelgut gelangt in einen Schaufelkranz d und die geklärte Flüssigkeit in einen Schaufelkranz e. Beide werden durch die Schaufeln in Ringräume f und g gedrückt und aus diesen durch Rohrleitungen h und i fortgeleitet.



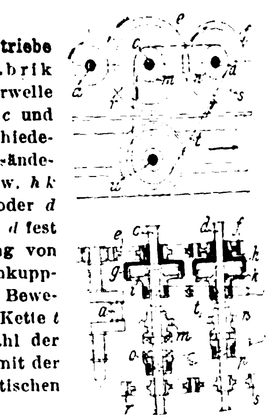
Kl. 5. Nr. 187375. Abbohrverfahren für Schächte. Fried. Honigmann, Aachen. Zunächst wird voraneilend, wie üblich, in der Mitte des Schachtes ein senkrechtes Bohrloch zur Aufnahme des Bohrgestängerohres g niedergebracht. Dann wird durch zwei oder mehr an g befestigte Schneidscheiben s, die unter dem Gewichte des Bohrgestänges langsam niedergeben, das Bohrloch in konzentrischen Ringstreifen von geringer, der Härte des Gebirges entsprechender Stärke stufenweise bis zur gewünschten Schachtweite erweitert. Das abgelöste Material fällt auf den Boden des Bohrloches b und wird durch Wasserspülung zutage gefördert.

Kl. 18. Nr. 187509. Beschickverfahren für Hochöfen. P. Thomas, Düsseldorf, und Marjuss Bojemski, Tschenstochau (Russ.-Pol.). Der Schütttrichter a ist durch Querwände b b in Schächte c, d, e, f geteilt, in die das durch Förderwagen t auf den Ofen gebrachte Beschickgut in beabsichtigter Stärke, Reihenfolge und Korngröße abgestürzt wird, um dann durch Senken der Glocke n in den Ofen zu fallen. Bewegliche Schütttrinnen ermöglichen das Abrutschen des Gutes in die dem Aufzuge gegenüberliegenden Schächte e und f. Wird die Anzahl der Teilladungen zu der Zahl der Füllschächte in ungeradem Verhältnis gehalten, so wird eine schraubenlinienartige Lagerung der verschiedenen Stoffe im Hochofen erzielt.

Kl. 10. Nr. 188275. Geteilter Stampfkastenboden für Koksöfen. Dr. C. Otto & Co., Dahlhausen (Ruhr). Der Stampfkastenboden, auf dem der gestampfte Kohlenblock in den Koksofen eingeführt wird, besteht aus mehreren übereinander angeordneten Teilen a, b, c, die untereinander greifen und Mitnehmer d und Anschläge e haben.

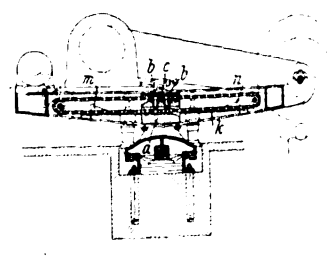


Beim Herausziehen des untersten Bodenteiles nimmt dieser schließlich den darüber liegenden und so fort mit, wobei ein vorzeitiges Mitgehen der oberen Bodenteile durch am Stampfkasten gelagerte Riegel h verhindert wird, die selbsttätig durch am Boden des Stampfkastens befestigte Anschläge gelöst werden können.



Kl. 20. Nr. 192196. Wendegetriebe für Triebfahrzeuge. Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz. Von der Motorwelle a werden die auf den Zwischenwellen c und d drehbaren Räder e und f von verschiedenem Durchmesser zur Geschwindigkeitsänderung mit den Reibkupplungen g i bezw. h k in Eingriff gebracht und dadurch c oder d angetrieben. r und s sind mit c und d fest verbunden und übertragen die Drehung von einer Welle auf die andre. Die Klauenkupplungen m o, n p schließlich dienen zur Bewegungsumkehr. Die um m n gelegte Kette t treibt die Laufräder u an. Die Anzahl der möglichen Geschwindigkeiten wächst mit der Anzahl der Zwischenwellen im quadratischen Verhältnis.

Kl. 49. Nr. 187059. Hebelsäge mit umkehrbarem Laufgewicht. Jünkerather Gewerkschaft, Jünkerath (Rhld.). Das als Laufgewicht ausgebildete Gehäuse a wird abwechselnd von dem oberen oder unteren Trum der stetig in gleicher Richtung umlaufenden Kette k mitgenommen. In zwei senkrechten Schlitten des Laufgewichtes a sind zwei Schieber b gelagert, die je nach ihrer Stellung entweder von einem in der Kette k befestigten Mitnehmerstein c mitgenommen werden, oder von ihm un-





beeinflußt bleiben. Die Schieber werden selbsttätig durch schräge, seitlich von der Kette *k* befindliche Auflaufflächen *m* und *n* verschoben. Der hierdurch angehobene Schieber gibt die Kette frei, und das Laufgewicht *a* bleibt stehen, bis der Mitnehmerstein auf der entgegengesetzten Seite wieder gegen den andern Schieber trifft und das Laufgewicht in entgegengesetzter Richtung mitnimmt.

Kl. 40. Nr. 187414. Raffinieren von Metallen. F. Brandenburg, Leudersdorf bei Düren, und Dr. A. Wiens, Bitterfeld. Metallisches Kalzium in zerkleinertem Zustande, z. B. in Form von Spänen wird mit andern gleichfalls zerkleinerten Metallen gemischt, durch Druck zu Ziegeln vereint und diese dem zu reinigenden geschmolzenen Metalle (Kupfer, Bronze, Stahl, Roheisen) zugefügt.

Angelegenheiten des Vereines.

Versammlung des Vorstandes des Vereines deutscher Ingenieure

am 25. und 26. September 1907 im Vereinshause zu Berlin.

(Beginn nachmittags 4 1/2 Uhr)

Anwesend:

Hr. Slaby, Vorsitzender,
» Treutler, Vorsitzender-Stellvertreter,
» Taaks, Kurator,
» Cox,
» Hartmann, } Beigeordnete im Vorstand,
» Schmetzer,

ferner anwesend:

Hr. Peters, Vereinsdirektor,
» D. Meyer, Redakteur der Vereinszeitschrift,

Entschuldigt: Hr. Ugé, Beigeordneter im Vorstand.

Hr. D. Meyer wird mit der Schriftführung beauftragt.

Technolexikon.

Hierüber ist am Vormittag desselben Tages vom Vorstand in Gemeinschaft mit den vom Vorstandsrat gewählten Mitgliedern verhandelt worden; es wird den Bezirksvereinen ein Bericht erstattet werden. (vergl. S. 2044.)

Monatschrift für wirtschaftliche und soziale Fragen.

Der Vorstand hat von den eingegangenen Anerbietungen für die Redaktion der von der 48sten Hauptversammlung beschlossenen Monatschrift Kenntnis genommen. Er beschließt mit Hrn. Dr. Herm. Beck-Berlin deswegen in nähere Verhandlung zu treten.

Als Titel der Zeitschrift ist vorgeschlagen: Technik und Wirtschaft; der Vorstand ist damit einverstanden.

Den Mitgliedern soll laut Beschluß der Hauptversammlung das Beiblatt kostenfrei mit der Zeitschrift geliefert werden.

Da es große Schwierigkeiten machen würde, beim monatlichen Beilegen zur Zeitschrift zwischen Mitgliedern und Nichtmitgliedern zu unterscheiden, beschließt der Vorstand, die Monatschrift auch denjenigen Beziehern der Zeitschrift, die nicht Mitglieder sind, ohne besondere Vergütung zu liefern, dagegen den Preis der Zeitschrift im buchhändlerischen Absatz von 36 auf 40 ℳ zu erhöhen. Wegen des Preises der Monatschrift, wenn sie außerhalb und ohne die Vereinszeitschrift bezogen wird, wird noch kein Beschluß gefaßt. (Dieser Preis ist nachträglich auf 8 ℳ festgesetzt.)

Aufnahme von Nichttechnikern.

Hr. Peters verliest das auf diesen Gegenstand bezügliche Rundschreiben und die Aeußerungen der Vorstandsmitglieder, aus denen hervorgeht, daß die Vorstandsmitglieder sämtlich wünschen, daß bei der Aufnahme von Nichttechnikern strenger als bisher verfahren werden möchte.

Auf Vorschlag des Hrn. Schmetzer wird beschlossen, in diesem Sinn ein Schreiben an die Bezirksvereine zu richten. Außerdem wird die Geschäftstelle ermächtigt und beauftragt, die Bezirksvereine jedesmal, wenn sie um Genehmigung der Aufnahme eines Nichttechnikers ersuchen, zu eingehender Begründung ihres Gesuches aufzufordern.

Satzung des Augsburger Bezirksvereines.

Der Augsburger B.-V. wünscht in seine Satzungen eine Bestimmung aufzunehmen, wonach es ihm gestattet sein soll, solche junge Leute, die eigentlich Antwartschaft auf die ordentliche Mitgliedschaft hätten, also Ingenieure, ausnahmsweise und für kurze Zeit — 3 Jahre — als außerordentliche Mitglieder aufzunehmen. Wegen der grundsätzlichen Bedeutung dieser Angelegenheit wird beschlossen, den Bezirksvereinen davon Kenntnis zu geben und in der nächsten Versammlung des Vorstandsrates darüber zu verhandeln.

(Schluß 6 3/4 Uhr abends.)

Zweite Sitzung 26. September 1907.

(Beginn vorm. 10 Uhr.)

Anwesend dieselben Herren wie am Tage vorher.

Anstellung von 2 Redaktionsbeamten.

Der Vorstand genehmigt die Anstellung der Herren Dipl.-Ing. Wallich und Dipl.-Ing. Jungwirth.

49ste Hauptversammlung.

Der Vorstand verhandelt über den Zeitpunkt der nächsten Hauptversammlung und über einige Anerbietungen zu Vorträgen.

Gebühren für technische Sachverständige bei Gericht.

Diese Angelegenheit hat den Verein oft beschäftigt. Eine von den Aeltesten der Kaufmannschaft zu Berlin an den Reichskanzler gerichtete Eingabe gibt ihm Veranlassung, seine Wünsche von neuem vorzubringen. Der Vorstand beschließt, mit dem Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine in dieser Sache Fühlung zu nehmen. Hr. Peters wird beauftragt, eine Eingabe auszuarbeiten. Eine Mitteilung der fertigen Eingabe an andre Vereine mit der Anheimgabe, sich anzuschließen, soll erfolgen.

Anträge des Technischen Ausschusses.

1) Antrag des deutschen Ausschusses für Eisenbeton, ihm zu Versuchen einen namhaften Geldbeitrag zu geben.

Hr. v. Bach, der dem Ausschuß angehört, hat sich dazu schriftlich zustimmend geäußert, und die übrigen Mitglieder des Technischen Ausschusses haben sich ihm angeschlossen. Der Vorstand genehmigt einen Beitrag von 10000 ℳ, in 4 Jahresraten von je 2500 ℳ zahlbar, unter der Voraussetzung, daß dem V. d. I. zugestanden wird, einen Vertreter in den Eisenbeton-Ausschuß zu entsenden. Als Vertreter des Vereines in dem betreffenden Ausschuß wird Hr. Taaks in Aussicht genommen.

2) Antrag des Hrn. Rüdenberg, ihm zu Versuchen, welche die Messung der drehenden Hysteresis zum Gegenstand haben, einen Beitrag bis zu 1000 ℳ zu bewilligen.

Der Technische Ausschuß hat sich für die Bewilligung ausgesprochen. Der Vorstand genehmigt den Antrag.

(Schluß 1 1/4 Uhr.)



Bericht über das Technolexikon,

erstattet vom Vorstand und den vom Vorstandsrat und der 48sten Hauptversammlung ihm zugewählten Mitgliedern.

Das Technolexikon-Unternehmen des Vereines hat seinen Ursprung in einem Antrage des Frankfurter Bezirksvereines, dahingehend:

»daß der Verein deutscher Ingenieure die Herausgabe eines internationalen technischen Wörterbuches (vorläufig für die deutsche, französische und englische Sprache veranlassen möchte.«

Der Antrag kam in der Versammlung des Vorstandsrates vom 11. Juni 1899 in Nürnberg zur Verhandlung. Der Vertreter des Frankfurter Bezirksvereines begründete ihn, indem er das Bedürfnis nach einem solchen Wörterbuch schilderte und es als eine würdige Aufgabe des Vereines deutscher Ingenieure bezeichnete, dieses Unternehmen in die Hand zu nehmen und in Fühlung mit andern technischen Vereinen durchzuführen.

Hierauf entgegnete der Vereinsdirektor im Auftrage des Vorstandes folgendes (Stenogramm):

»Was den Antrag des Frankfurter Bezirksvereines angeht, so ist der Wunsch nach einem guten technischen Lexikon überall vorhanden, und aus eigner und der Erfahrung der Redaktion kann ich versichern: der Wunsch ist recht stark vorhanden. Aber der Wunsch allein genügt noch nicht, um den Verein deutscher Ingenieure zu veranlassen, das Unternehmen in die Hand zu nehmen. Auch ist nach meiner Ueberzeugung der Antrag des Frankfurter Bezirksvereines sachlich nicht eingehend genug begründet und erläutert, so daß wir uns ein Urteil über die Tragweite und die Ausführbarkeit bilden könnten. Es müßte in dem Antrage doch einigermaßen der Umfang des beabsichtigten Lexikons berührt sein. M. H., nach meinen Erkundigungen an bester Stelle über Lexika, d. h. bei der Langenscheidtschen Buchhandlung, welche das große Muret-Sanderssche und das Sachs-Villattesche Lexikon herausgegeben hat, Meisterwerke auf diesem Gebiete, habe ich die Auskunft bekommen, daß die Herstellung eines Lexikons doch etwas außerordentlich Gummiartiges bedeutet. Wir haben Lexika, die sich nennen: Technologisches Wörterbuch, die kosten der Band 2 ℳ, und wir haben Lexika, die kosten der Band 40 ℳ. Das hängt doch mit der Größe und dem Umfang zusammen. Beides heißt: Technologisches Wörterbuch. Es müßte also zunächst festgestellt werden, welchen Umfang das Wörterbuch haben soll.

Dann weiter habe ich dort die Auskunft erhalten, daß die Herstellung eines guten Wörterbuches in der Regel einen Zeitraum von 10 bis 15 Jahren in Anspruch nimmt, daß ferner die Grundlagen eines Lexikons, auch eines technologischen, Sprachforschungen sein müssen, daß Ingenieure nicht imstande sind, ein Lexikon zu machen. Wir würden also, um das Unternehmen in die Hand zu nehmen, uns hervorragende Sprachforscher auf denjenigen Gebieten, welche in dem Lexikon behandelt werden sollen, sichern müssen, je nach der Zahl der Fächer, welche wir behandeln wollen, und — es ist ja auch in dem Antrag schon angedeutet — vielleicht 20, 22, 24 Ingenieure aus Deutschland, England, Frankreich hinzuziehen. Schon allein aus dieser Schilderung merken Sie, daß es sich um ein Unternehmen handelt, welches vielleicht einige 70 bis 80 hervorragende Kräfte beschäftigt. Das, was einige Bezirksvereine angeregt haben, die Mitwirkung der Bezirksvereine auf diesem Gebiete (Heiterkeit!) — m. H., nehmen Sie mir das nicht übel, das kann doch nur bei den ersten Anfängen mit eingreifen. (Sehr richtig!) Es können Mitglieder der Bezirksvereine sagen: das und das Wort aus meiner Praxis, aus meiner Lektüre habe ich da und da nicht gefunden, das müßte auch drin sein. Sonst glaube ich nicht, daß es möglich ist, die Bezirksvereine mitarbeiten zu lassen.

Nun haben mir ferner die Herren von der Langenscheidtschen Buchhandlung gesagt, daß sie den Gedanken, ein technologisches Wörterbuch herauszugeben, seit Jahren ventilierten. Sie würden es leichter machen können, als irgend ein andrer, da in dem großen Sachs-Villatte und in dem Muret-Sanders die technologische Seite schon ganz vorzüglich berücksichtigt sei. Es sei nur ein viel zu umfangreiches Werk für den Ingenieur. Sie sind aber davon zurückgekommen aus der rein geschäftlichen Erwägung, daß sie sagen: Damit können wir kein Geld verdienen, das findet nicht Absatz genug. Sie haben mir gesagt, daß die großen Lexika, die sie herausgegeben haben, ihnen mehrere hunderttausend Mark Schaden gebracht haben würden, wenn sie nicht zugleich auf Grund des großen Lexikons in zahllosen Exemplaren kleinere Lexika hätten herausgeben können, und obwohl sie in der Lage wären, ein technologisches Lexikon auf Grund ihrer großen Lexika billiger als jemand anders herzustellen, haben sie mir versichert, daß sie aus der Erwägung: daran ist kein Geld zu verdienen, davon Abstand genommen haben.

Also diese Auskünfte, die ich dort erhalten habe — sie haben mir nicht den Eindruck gemacht, als ob die Leute unsre Konkurrenz fürchteten und deshalb ungünstig berichteten —, haben mich doch zu der Ueberzeugung gebracht, daß das Unternehmen ein viel schwerer wiegendes ist, als der antragstellende Bezirksverein es sich vorgestellt hat, daß wir in eine Sphäre eintreten, wie der Aachener Bezirksverein richtig gesagt hat, die nicht in unserm Statut vorgesehen ist. Wir haben wohl die Herausgabe technischer Werke mit unsern Geldmitteln unterstützt; aber selbst buchhändlerische Unternehmen in die Hand zu nehmen, das ist bedenklich, und so, m. H., ist der Vorstand auf meinen Vorschlag zu dem Antrag gekommen, Ihnen zu empfehlen, daß Sie den Antrag des Frankfurter Bezirksvereines ablehnen möchten.«

Der Vertreter des Frankfurter Bezirksvereines erkannte die Schwierigkeit an, hielt es aber doch für geboten, daß der Vorstand sich eingehend mit der Frage beschäftigte, wie ein solches Wörterbuch zustande gebracht werden könne. Mit seiner Zustimmung wurde der Antrag dahin abgeändert: »daß der Vorstand aufgefordert wurde, vorbereitende Schritte zur Herstellung und Herausgabe eines internationalen technischen Wörterbuches zu tun«, und in dieser Form wurde er vom Vorstandsrat angenommen.

In der darauf folgenden 40sten Hauptversammlung am 13. Juni 1899 in Nürnberg begründete der Vertreter des Frankfurter Bezirksvereines den Antrag und teilte den obigen Beschluß des Vorstandsrates mit, dem die Hauptversammlung beitrat.

Am 16. Januar 1900 berichtete der Vorstand dem Vorstandsrat auf Grund eingeholter Gutachten, daß das Unternehmen zwar ausführbar sei, aber große Kosten verursachen würde. Beschlüsse wurden nicht gefaßt.

In der Versammlung des Vorstandsrates vom 30. Juni 1900 in Köln teilte der Vorstand mit, daß er das Unternehmen mehr und mehr für nützlich und notwendig halte, und, um die Ausführbarkeit besser beurteilen zu können, eine Umfrage, ob sie zur Mitwirkung geneigt seien, bei in- und ausländischen technischen und wissenschaftlichen Vereinen veranstaltet habe. Die Antworten seien noch zu erwarten.

Da der Vorstand sich damit einverstanden erklärte, daß das Unternehmen weiter verfolgt würde, stellte die 41ste Hauptversammlung 1900 in Köln für weitere Vorarbeiten 5000 ℳ zur Verfügung. Dem Wunsche, die Ausführung sogleich schon zu beschließen, wurde nicht Folge gegeben, da der Vereinsdirektor die Sache als noch nicht reif genug bezeichnete.

In seiner Sitzung vom 3. Januar 1901 machte sich der Vorstand vorbehaltlich der Genehmigung des Vorstandsrates und der Hauptversammlung über die Bedingungen schlüssig, unter denen Hrn. Dr. Hubert Jansen die Leitung der Technolexikon-Arbeiten übertragen werden sollte, und ordnete an, mit den Arbeiten zu beginnen. Er setzte ferner einen ständigen Ausschuß für dieses Unternehmen ein.

In der Versammlung des Vorstandsrates am 8. Juni 1901 berichtete der Kurator des Vereines über die Maßnahmen

des Vorstandes, wobei er hervorhob, daß die Kosten sich bedeutend höher stellen würden, als bisher angenommen, und Hr. Dr. Jansen über die Organisation des Unternehmens.

Der Hauptversammlung des Jahres 1902 erstattete Hr. Dr. Jansen ausführlichen Bericht, in dem er mitteilte, daß die Sammlung des Wörtermaterials Ende 1904, die Ordnung, Sichtung und Verarbeitung des gesamten Materials Ende 1906 beendet sein würden.

In der Versammlung des Vorstandsrates am 23. Juni 1903 in München erklärte sich auf dessen Verlangen der Vorstand bereit, einen Voranschlag über Umfang und Kosten des Unternehmens aufzustellen, ohne damit eine Verantwortung für die Richtigkeit seiner Angaben zu übernehmen.

Dieser Zusage gemäß legte der Vorstand dem Vorstandsrat und der Hauptversammlung im folgenden Jahre den Bericht des Technolexikon-Ausschusses vor, wonach der Abschluß der Manuskriptarbeit bis Ende 1906 und die Vollendung des Werkes bis Ende 1909 mit einem Kostenaufwand von 550000 *M* zu erwarten sei.

Bei allen diesen Berichten des Vorstandes und des Technolexikon-Ausschusses, die sich auf Angaben des Hrn. Dr. Jansen stützten, war angenommen worden, daß die Wortzettel, wenn fertig fein alphabetisiert, bereits ein satzfertiges Manuskript vorstellten (s. die Fußnote auf dieser Seite); wiederholt hat sich Hr. Dr. Jansen in diesem Sinne ausgesprochen, insbesondere auch, als mit Beginn des Jahres 1906 der Vorstand mit Druckereien und Verlagsbuchhandlungen wegen der Herstellung und des Vertriebes des Werkes in Beziehung trat und der Verlagsbuchhandlung von J. J. Weber in Leipzig diese Arbeiten übertrug. Leider hat sich diese Annahme als irrig erwiesen, und hieraus sind dem V. d. I. die großen Schwierigkeiten entstanden, von denen er dem Vorstandsrat und der Hauptversammlung Mitteilung gemacht hat. Die Wortzettel sind nicht in dem erwarteten Maße bereits satz- und druckfertiges Manuskript; es ist vielmehr noch eine sehr umfangreiche und langwierige Arbeit sachkundiger Kräfte erforderlich, um aus den Wortzetteln ein satz- und druckfertiges Manuskript zu machen.

Bei den mündlichen Verhandlungen, welche zum Abschluß des Vertrages mit J. J. Weber führten, ist von beiden Parteien, unserseits auf Grund der Angaben des Hrn. Dr. Jansen, für die Ablieferung des Manuskriptes eine Frist von etwa 3 Jahren: von Anfang 1907 bis Ende 1909, in Aussicht genommen worden. Diese in mündlicher Verhandlung angenommene Frist von 3 Jahren ist jedoch beim endgültigen Abschluß des Vertrages mit Zustimmung der Verlagsbuchhandlung nicht in den Vertrag aufgenommen, sondern es ist dafür — der Wortlaut rührt von der Verlagsbuchhandlung her — vereinbart worden:

§ 2.

»Der Verein deutscher Ingenieure liefert der Verlagsbuchhandlung von J. J. Weber das Manuskript in der der Verlagsbuchhandlung bekannten Form von Wortzetteln; er beginnt mit der Ablieferung des Manuskriptes spätestens am 1. Januar 1907 und beendet sie zu einer Zeit, die nach vollendeter Herstellung der 1. Lieferung von 10 Bogen zu vereinbaren ist, da erst nach deren Herstellung die voraussichtliche Dauer der Manuskriptlieferung und der Herstellungsarbeiten berechnet werden kann.«

Für diese Aenderung der ursprünglichen Verabredung war die unmittelbar vor Abschluß des Vertrages abgegebene Erklärung des Hrn. Dr. Jansen entscheidend, daß er die Frist für die Lieferung des ganzen Manuskriptes erst nach Herstellung eines Teiles desselben genau angeben könne.

Als dann die Lieferung des Manuskriptes begann und viel langsamer voranschritt, als die Verlagsbuchhandlung erwartete, stellte es sich heraus, daß der V. d. I. und die Verlagsbuchhandlung verschiedener Meinung darüber waren, welches Maß der freien Bewegung in bezug auf die Zeit für die Lieferung des Manuskriptes der § 2 des Vertrages dem V. d. I. gewährte. Der V. d. I. vertrat, gestützt auf Rechtsgutachten, die Ansicht, daß die Frist von 3 Jahren durch die geänderte Fassung des Vertrages aufgehoben und statt ihrer gebotenenfalls auch eine sehr bedeutende Verlängerung der in Aussicht genommenen Frist von drei Jahren statthaft sei, während die V. B. v. J. J. W. meinte, die Frist von etwa 3 Jahren müsse nach wie vor im wesentlichen innegehalten werden, und nur eine mäßige Aenderung derselben könne je nach dem Ausfall der ersten Lieferung von 10 Bogen statthaft sein. Die Verlagsbuchhandlung machte geltend, daß sie nach Abschluß des Vertrages in gutem Glauben alle ihre geschäftlichen Maßnahmen auf eine Lieferzeit des Manuskriptes von 3 bis 4 Jahren eingerichtet habe, und zwar sei das mit Wissen, zum Teil sogar unter Mitwirkung des V. d. I. geschehen.

Es kam hinzu, daß auch das Manuskript, in Form von Wortzetteln geliefert, bei der Neuheit der Arbeit sich nicht in dem Maße für die Drucklegung geeignet erwies, wie angenommen war; vielmehr ergab sich, wie schon erwähnt, daß die Fertigstellung der gesammelten Wortzettel zu einem satz- und druckfertigen Manuskript noch eine außerordentlich umfangreiche und schwierige Arbeit einer großen Zahl sachkundiger Kräfte erfordern würde. Der Vorstand konnte das nach den ihm gewordenen Mitteilungen des Hrn. Dr. Jansen unmöglich voraussehen. Hr. Dr. Jansen hat zu seiner Entschuldigung geltend gemacht, daß es sich hier um ein völlig neues Unternehmen handelte, für dessen Ausführung keinerlei Vorbild oder Maßstab vorhanden gewesen sei[1]).

Als der Vorstand zu Beginn des Jahres 1907 aus den Klagen der Verlagsbuchhandlung über die langsame Lieferung und die ungenügende Beschaffenheit der Manuskriptzettel auf die Schwierigkeiten der Lage hingewiesen wurde, ver-

---

[1]) Die Herstellung des Technolexikons zerfällt im wesentlichen in 3 Arbeiten:

die Sammlung der Wörter und Wortausdrücke;
die Sichtung und redaktionelle Bearbeitung des gesammelten Stoffes;
die Drucklegung und die damit verbundenen Korrekturen.

Die Sammlung der Wörter und Wortausdrücke ist in der Weise erfolgt, daß aus den verschiedensten Quellen, die erschlossen werden konnten: aus vorhandenen Wörterbüchern, Katalogen und Preisheften aus allen Ländern der Welt, Patentschriften und Sammlungen technischer Ausdrücke, die uns von Fachgelehrten und von Firmen, die mit dem Ausland arbeiten, u. a. m. zur Verfügung gestellt worden sind, die einzelnen technischen Ausdrücke auf Zetteln oder Karten verzeichnet worden sind. Von ganz besonderm Wert waren in dieser Beziehung unsre Merkhefte; das sind Hefte, die wir an Einzelpersonen und Gesellschaften ausgesandt haben, damit sie darin die in ihren besondern Geschäften und Betrieben vorkommenden technischen Ausdrücke für uns aufzeichnen möchten.

Diese Sammlung ist im wesentlichen als fertig zu betrachten: das Ergebnis sind nach Angabe von Dr. Jansen rd. 3600000 bis 4000000 Wortzettel, welche das Rohmaterial des Manuskriptes bilden.

Die zweite Arbeit: die Sichtung dieses Rohstoffes, hatte zunächst den Zweck, die Wortzettel alphabetisch zu ordnen. Auch diese Arbeit ist nahezu vollendet. Des weiteren sind nun, da ja selbstverständlich zahllose Wörter und Ausdrücke bei der von einer großen Zahl von Personen ausgeführten Sammlung mehr als einmal verzeichnet worden sind, die überschüssigen Karten auszuscheiden. Soweit es sich jetzt übersehen läßt, sind nach Ansicht des Hrn. Dr. Jansen von den rd. 3600000 bis 4000000 gesammelten Zetteln etwa 3 bis 3300000 auszuscheiden, so daß etwa 6 bis 700000 zur endgültigen Manuskriptbearbeitung gelangen. Dann sind, da ein großer Teil der Karten die Wörter nur in einer oder zwei Sprachen enthält, das Technolexikon aber dreisprachig sein soll, die entsprechenden anderssprachlichen Ausdrücke hinzuzufügen. Ferner sind auf den mehrsprachlichen Zetteln sehr oft Uebersetzungen angegeben, die vor strenger Kritik nicht standhalten, und deren Berichtigung eine sehr schwierige und oft zeitraubende Arbeit bedeutet. Und schließlich ist jede Einzelkarte nicht nur mit all den in einem Lexikon erforderlichen Zeichen und abgekürzten Vermerken zu versehen, sondern es ist auch bis in die kleinste Einzelheit der Inhalt jeder Karte daraufhin zu prüfen, ob alle diejenigen Vorschriften und Kennzeichen angebracht sind, die es dem Setzer möglich machen, den Letternsatz herzustellen, ohne immer wieder um Auskunft fragen zu müssen.

Mit dieser Arbeit: der stofflichen Sichtung und redaktionellen Bearbeitung der Wortzettel, ist zu Anfang dieses Jahres begonnen worden, und dabei haben sich die eben geschilderten Schwierigkeiten herausgestellt. Bei normaler Besetzung der Redaktion sind in den 4 Wochen vom 26. August bis 21. September 1907 im ganzen 1105 Wortzettel satzfertig hergestellt worden. Das sind durchschnittlich 276 Zettel pro Woche. Rechnet man sogar 300 pro Woche, so sind das 15000 pro Jahr. Das Manuskript wird nach Schätzung von Dr. Jansen etwa 6 bis 700000 Wortzettel umfassen. Es würden also rd. 40 Jahre erforderlich sein, um bei derselben Besetzung der Redaktion das Manuskript satzfertig zu machen.



anlaßte er sofort durch Lexikographen und andre Sachverständige Untersuchungen — an denen er selbst sowie Vertreter der Verlagsbuchhandlung teilnahmen —, um festzustellen, ob irgend welche Mängel in der bisherigen Anordnung und Ausführung des Unternehmens der Verbesserung bedürften, und ob es möglich sein würde, dem Verlangen der Verlagsbuchhandlung entsprechend das Manuskript binnen etwa 3 Jahren abzuliefern. Diese Untersuchungen haben zwar in erfreulicher Weise ergeben, daß die bisherigen Arbeiten einwandfrei waren, daß aber die Frist für die Lieferung des Manuskriptes sich auf mindestens 10 bis 12 Jahre erstrecken würde, wenn mit den bisherigen Kräften der Redaktion und in der bisherigen Weise weiter gearbeitet würde.

Um zu ermitteln, ob und in welchem Maße sich die Arbeiten beschleunigen ließen, wenn man die Zahl der arbeitenden Personen vermehrte, ordnete der Vorstand in den ersten Monaten dieses Jahres an, diesen Versuch zu machen. Es hat sich herausgestellt, daß die beschleunigte Arbeit viel teurer und zugleich viel schlechter wurde, als die in regelmäßigem Gange geleistete, und daß, wenn dem Verlangen der Verlagsbuchhandlung entsprechend die Ablieferung des Manuskriptes in 3 Jahren bewirkt werden sollte, dazu so große Geldmittel erforderlich sein würden, wie dem V. d. I. hierfür nicht zur Verfügung stehen. Es ist ja nicht möglich, für die Zeit der Fertigstellung und die Kosten genaue Zahlen im voraus zu ermitteln; immerhin kann nach den mannigfachen Erhebungen, die der Vorstand veranlaßt hat, angenommen werden, daß die bisher geleistete Vorarbeit der Wortsammlung, welche rund 6 Jahre und einen Kostenaufwand von nahezu 400000 ℳ erfordert hat, nur einen kleinen Teil der gesamten Arbeit und Kosten darstellt.

Bei dieser Sachlage hat es der Vorstand für seine Pflicht gehalten, den Verein vor die Frage zu stellen, ob das Unternehmen aufgegeben oder fortgesetzt werden sollte. Um es aufgeben zu können, mußte der Vertrag mit der Verlagsbuchhandlung gelöst werden. Aber auch für die Fortsetzung des Werkes war es unentbehrlich, den Widerspruch in der Auffassung des § 2 des Vertrages zu beseitigen. Zu diesem Zwecke stand die Verlagsbuchhandlung im Begriff, den Weg der gerichtlichen Klage zu beschreiten. Unter diesen Umständen war es nicht möglich, über diese Dinge in unserm Vorstandsrat und unsrer Hauptversammlung so öffentlich zu verhandeln, wie sonst bei uns üblich. Den besondern Verhältnissen Rechnung tragend, ist an beiden Stellen beschlossen worden, den durch 6 Mitglieder zu verstärkenden Vorstand zur endgültigen Erledigung der Technolexikon-Angelegenheit zu bevollmächtigen.

Obwohl nach den eingeholten Gutachten namhafter Juristen der § 2 unsres Vertrages mit J. J. Weber vorsichtig genug gefaßt war, um mit großer Wahrscheinlichkeit einen für uns günstigen Ausgang eines Rechtsstreites erwarten zu lassen, hat sich doch von vornherein der verstärkte Vorstand von dem Wunsche leiten lassen, einen Rechtsstreit möglichst zu vermeiden. Auch glaubte er anerkennen zu müssen, daß wenn uns in § 2 auch das formelle Recht zur Seite stände, doch durch die Angaben und Erklärungen unsres Hrn. Dr. Jansen die Verlagsbuchhandlung zu dem Glauben veranlaßt worden ist, die Lieferung des Manuskripts binnen 3 Jahren werde möglich sein, daß sie also auch veranlaßt war, demnach ihre geschäftlichen Maßnahmen für die Herstellung und den Verkauf in Gang zu setzen, und daß, wenn dieser Erwartung von unsrer Seite nicht entsprochen werden konnte, wir in moralischem Sinne Veranlassung hatten, sie zu entschädigen. Auch konnten wir uns nicht verhehlen, daß wir, solange der Rechtsstreit schwebte, der Vertrag also noch zu Recht bestand, das Maß unsrer Leistungen für die Herstellung des Manuskriptes nicht herabsetzen durften, ohne uns den Vorwurf einer beabsichtigten Verzögerung zuzuziehen, daß aber ein täglicher Aufwand von mindestens 200 ℳ erforderlich war, um diese Leistungen in einer dem Vertrage entsprechenden Weise fortzuführen. Das alles machte es **zum dringendsten Erfordernis, die Auflösung des Vertrages mit J. J. Weber, und zwar auf gütlichem Wege, herbeizuführen und dem Verein deutscher Ingenieure völlig freie Verfügung über sein Unternehmen und sein Manuskript wieder zu verschaffen.**

Die hierauf gerichteten Bemühungen sind erfolgreich gewesen; dank dem Entgegenkommen der Verlagsbuchhandlung von J. J. Weber ist der Vertrag aufgelöst. Die von unsrer Seite im Sinne der obigen Darlegungen zu zahlende Entschädigung, welche sich nur auf geleistete Ausgaben, nicht auf entgangenen Gewinn bezieht, kann wegen noch schwebender Verhandlungen zwischen J. J. Weber und dritten Personen noch nicht auf Heller und Pfennig genau angegeben werden; jedoch ist mit J. J. Weber vereinbart, daß sie nicht mehr als 50000 ℳ betragen soll.

Des weiteren mußte der Vertrag mit Dr. Jansen aufgelöst werden. Es ist uns gelungen, auch dies auf dem Wege friedlicher Uebereinkunft durch Zahlung eines Abstandsgeldes an Dr. Jansen zu erreichen. Ebenso ist allen übrigen Beamten gekündigt oder es sind solche Verabredungen mit ihnen getroffen, daß die Geschäftstelle des Technolexikons in einigen Wochen, spätestens mit Ablauf dieses Jahres, geschlossen werden kann.

Die gesamten Ausgaben für das Technolexikon einschl. der gezahlten Entschädigungen werden sich dann auf rund 480000 ℳ belaufen.

Für die weitere Verwendung des in unserm Besitz befindlichen Manuskriptmaterials können wir jetzt noch keine Vorschläge machen. Wir werden es sorgfätig aufbewahren und darauf bedacht sein, es im Sinne unsres Unternehmens nützlich zu verwenden. Von den für diesen Zweck einzuleitenden Schritten werden wir dem Vorstandsrat in seiner nächstjährigen Sitzung Mitteilung machen.

Der Vorstand des Vereines deutscher Ingenieure:

Slaby. Treutler. Taaks. Cox. Hartmann. Schmetzer. Ugé.

Die vom Vorstandsrat und der 48sten Hauptversammlung gewählten Vereinsmitglieder:

C. Bach. Blecher. Haßlacher. Herzberg. Linde. v. Oechelhaeuser.

Der Vereinsdirektor:

Th. Peters.

Denkschrift über die Vergütung für technische Angebotarbeiten,

beschlossen von der 48sten Hauptversammlung des Vereines deutscher Ingenieure 1907.

Im Kreise der deutschen Firmen, die sich mit dem Entwurf und der Ausführung von Ingenieurarbeiten aller Art (Brücken und Eisenhochbauten, Dampfmaschinen- und Dampfkesselanlagen, Elektrizitäts-, Wasser- und Gaswerke, Kanalisationen, Heizungen, Transportanlagen, Hebewerke, Fabrikanlagen und Hüttenwerke, Wasserkraftanlagen usw. usw.) beschäftigen, wird seit langer Zeit und bitter darüber geklagt, daß gegenüber ihrer geistigen Arbeit häufig einer der wichtigsten wirtschaftlichen Grundsätze verletzt wird, der Grundsatz, daß jeder Arbeit ihr Lohn gebührt. Mehr und mehr ist es Brauch geworden, daß Behörden und Private Ingenieurarbeiten als Angebot in Form von Entwürfen und Kostenanschlägen einfordern, ohne für die darin enthaltene geistige Arbeit und die dafür aufzuwendenden Kosten ausreichend oder überhaupt etwas zu vergüten. (Selbstverständlich sind hiermit nicht die Angebote für marktgängige Ware gemeint.) Wir verkennen durchaus nicht, daß an diesem beklagenswerten Zustand die Firmen zum großen Teil selbst schuld sind, weil sie sich eine solche ungünstige Behandlung gefallen lassen, ja, sie führen sie sogar selbst herbei, indem sie sich aus eigenem Antrieb zur kostenfreien Anfertigung von Entwürfen und Kostenanschlägen anbieten oder doch wenigstens versäumen, dabei den Vorbehalt einer der Leistung entsprechenden Bezahlung zu machen. Der gleiche Vorwurf trifft sie, wenn sie bei Wettbewerben, auch wenn die ausgesetzten Preise viel zu gering bemessen sind, die verlangte Arbeit leisten. Aber obwohl in allen diesen Fällen der Einzelne sich bewußt sein muß, daß er an dem

ihm zugefügten Unrecht mitschuldig ist, so ist er doch, eben als Einzelner, nicht imstande, sich der ungünstigen Behandlung zu entziehen; Gründe des geschäftlichen Wettbewerbs, Rücksichten auf eine bereits erworbene oder zu erwerbende Kundschaft und die Notwendigkeit, seinem Werke Arbeit zu verschaffen, zwingen ihn geradezu, mit den Wölfen zu heulen, d. h. sich alles gefallen zu lassen, was seine Konkurrenten zu ertragen bereit sind. Wer mit diesen Verhältnissen vertraut ist, für den bedarf es keines Beweises, daß der Einzelne in dieser Sache ohnmächtig ist, und andererseits haben sich die oft versuchten Verabredungen der solche Ingenieurarbeiten liefernden Firmen, welche den Zweck hatten, diesem Mißbrauch entgegenzutreten, immer nur auf kurze Zeit und nur in vereinzelten Fällen als wirksam erwiesen. Denn es fehlt an der entgegenkommenden Hülfe von seiten derjenigen, die sich solche Ingenieurarbeiten liefern lassen. Nur gar zu sehr wird es von Behörden und Privaten als selbstverständlich betrachtet, daß sie für Lieferungsangebote, obwohl sie in der Regel ohne umfangreiche Vorarbeiten und Berechnungen gar nicht herstellbar sind, nichts zu zahlen brauchen; ja noch darüber hinaus wird häufig gar kein Unrecht darin gesehen, wenn die in solchen Angeboten niedergelegte geistige Arbeit vom Empfänger, als wäre sie sein Eigentum, weiter benutzt oder gar Dritten zur Benutzung überlassen wird, ohne daß ihrem Urheber, dessen geistiges Eigentum die geleistete Arbeit ist, der ihm gebührende Lohn gezahlt worden wäre. So wenig aber ein Mann, der etwas auf sich hält, sich Waren liefern läßt, ohne dafür ausreichend zu bezahlen, selbst dann nicht, wenn der Lieferant es ihm geradezu anbietet oder eine unbillige Verkürzung des Preises stillschweigend erträgt, ebensowenig sollten sich Behörden und Private Ingenieurarbeiten in Form von Entwürfen und Kostenanschlägen zu ungenügendem Preis liefern oder gar schenken lassen. Nur wenn diese Auffassung sich Bahn bricht und zu allgemeiner Anwendung gelangt, kann auf Besserung der vorhandenen Mißstände gehofft werden.

Von selbst drängt sich bei der Betrachtung dieser Dinge die Frage auf, ob denn dem Ingenieur, wenn ihm so offenbar Unrecht geschieht, kein gesetzlicher Schutz zugänglich ist, ob er denn das, was ihm gebührt, nicht erstreiten kann, falls es ihm versagt wird. Es ist uns nicht zweifelhaft, daß in manchen Fällen die §§ 631 und 632 des Bürgerlichen Gesetzbuches, welche vom Werkvertrage handeln, sowie das Urheberrechtsgesetz vom 19. Juni 1901 und 9. Januar 1907 bei richtiger Handhabung Hülfe bieten könnten; aber einen stets zuverlässig wirksamen Schutz bieten diese Gesetze nicht, und außerdem wird der einzelne Geschäftsmann in den meisten Fällen aus den bereits dargelegten Gründen auf diese Hülfe verzichten müssen; er wird nicht daran denken dürfen, eine Behörde, einen Kunden, auf dessen freundliche Gesinnung er im Interesse seines Geschäftes Wert legen muß, sich dadurch zu entfremden, daß er ihn auf Zahlung von Ingenieurarbeiten verklagt.

Der Mißbrauch, der uns zu dieser Denkschrift veranlaßt, kommt hauptsächlich in zwei Formen vor: entweder in der Weise, daß sich jemand, der eine technische Anlage bauen will, an eine oder mehrere Firmen wendet und sie zur Einlieferung von Entwürfen und Kostenberechnungen auffordert, ohne dafür irgend welche Vergütung in Aussicht zu stellen, selbst für den Fall nicht, daß ein Auftrag zur Ausführung nicht erteilt, die Anlage überhaupt nicht gebaut wird; oder in der Weise, wie es besonders von seiten der Behörden geschieht, daß zur Erlangung von Entwürfen und Kostenanschlägen ein Wettbewerb ausgeschrieben wird, aber mit so ungenügenden Preisen, daß dadurch die Kosten für das, was zu liefern verlangt wird, bei weitem nicht gedeckt werden. Dadurch werden alle, denen nicht große Geldmittel zur Verfügung stehen, von vornherein gehindert, an dem Wettbewerb teilzunehmen. Und damit nicht genug: Während doch nur die Hoffnung, den Auftrag auf Ausführung zu erhalten und dadurch ihren Arbeitern Beschäftigung, sich selbst Gewinn zu verschaffen, die an dem Wettbewerb beteiligten Firmen veranlaßt, die verlangte Leistung umsonst oder für einen ganz unzulänglichen Preis zu liefern und damit auch die darin enthaltene geistige Arbeit preiszugeben, behält sich sehr häufig der Empfänger vor, keinen der eingereichten Entwürfe zur Ausführung zu bringen. Oft genug erachtet in solchen Fällen der Empfänger die in der Form von Preisen gewährte unzulängliche Bezahlung für ausreichend, um die in den eingereichten Entwürfen enthaltene Geistesarbeit wie ein von ihm erworbenes Eigentum zu betrachten und bei weiterer Bearbeitung des Gegenstandes für sich zu verwerten; es fehlt sogar nicht an Fällen, in denen dieses Recht in Anspruch genommen worden ist, auch wenn gar nichts bezahlt worden war.

Es kann selbstverständlich nicht unsere Absicht sein, dahin zu wirken, daß die Behörden, um für technische Angebotarbeiten nichts vergüten zu müssen, sich solche Vorarbeiten selbst machen, indem sie sie durch ihre eigenen Beamten anfertigen lassen. Wir würden das als eine sehr bedenkliche Maßregel beklagen, weil in der Regel den Behörden so viele Sachverständige verschiedenster Art, wie hierzu erforderlich sein würden, in ihren Beamten nicht zur Verfügung stehen, und weil auch der Fortschritt auf den Sondergebieten der Technik gehemmt würde, wenn der Wettbewerb unter den Ingenieuren infolge solcher Maßregel zum großen Teil aufhörte.

Wir sind vielmehr der Meinung, daß Abhülfe der von uns skizzierten Uebelstände nicht ausbleiben wird, wenn die beteiligten Kreise zu der Erkenntnis des täglich sich wiederholenden Unrechtes gelangen, und wenn insbesondere die Staats- und Gemeindebehörden von einer Handlungsweise Abstand nehmen, die sich vom Standpunkt des Rechtes und der guten Sitten nicht rechtfertigen läßt; die privaten Kreise werden ihnen dann bald folgen.

Zu unserer großen Genugtuung finden wir bereits volles Verständnis für das, was wir erstreben, an einer Stelle, die für uns von maßgebender Bedeutung ist. In seinem Erlasse vom 14. Juli 1904 hat der preußische Minister der öffentlichen Arbeiten verfügt, daß stets, wenn Entwürfe für größere Eisenbrücken und Eisenhochbauten in engerem Wettbewerb von mehreren Werken eingefordert werden, eine angemessene Entschädigung an jedes derselben vorgesehen werden soll.

Wir erblicken in diesem Vorgehen des preußischen Ministers einen untrüglichen Beweis für die Richtigkeit unserer Bestrebungen und hoffen, daß mehr und mehr im Kreise der Behörden und Privaten die ihm zugrunde liegenden Anschauungen zur Geltung gelangen werden.

Schulreform.

Im Anschluß an seine langjährigen Bemühungen auf dem Gebiete des höheren Schulwesens hat der Verein deutscher Ingenieure in Gemeinschaft mit anderen Vereinen die folgende Eingabe an den preußischen Unterrichtsminister gerichtet:

Eurer Exzellenz
bitten die unterzeichneten Vorstände
des Vereines deutscher Ingenieure,
» allgemeinen deutschen Realschulmännervereines,
» Vereines zur Förderung des lateinlosen höheren Schulwesens,
» Vereines für Schulreform,
» Vereines deutscher Chemiker
ehrerbietigst folgendes vortragen zu dürfen:

Die genannten Vereine haben gemeinsam ihren Wünschen bezüglich der Fortführung der Schulreform folgenden Ausdruck gegeben:

1) Die Gleichberechtigung der drei höheren Schulen ist vollständig durchzuführen.

2) Im Interesse einer als notwendig anerkannten stärkeren Berücksichtigung moderner Bildungsmittel, der Naturwissenschaften und der neueren Sprachen, ist folgendes erforderlich:

a) Es müssen an jedem Orte mit isoliertem Gymnasium alten Systems, sofern die direkte Umwandlung der Anstalt in eine Reformschule mit Gabelung in den oberen Klassen untunlich erscheint, zunächst griechischlose Nebenklassen ein-



gerichtet werden, welche bei genügender Schülerzahl bis zur Reifeprüfung fortzuführen sind.

b) Bei jeder Neugründung einer höheren Schule als einziger Anstalt in einem Orte ist nur eine Realschule zu genehmigen, der bei Bedarf von Untertertia an Reformschulnebenklassen anzugliedern sind, so daß dann die Anstalt eine Realschule und, je nach der Ausgestaltung der Reform-Untersekunda, ein Reform-Progymnasium oder ein Reform-Realprogymnasium umfaßt.

c) Zur Aufnahme der Absolventen der in kleinen Orten befindlichen Realschulen und Proreformschulen müssen in jeder Provinz, soweit sie nicht schon vorhanden sind, Oberrealschulen und Reformschulen in planmäßiger örtlicher Verteilung eingerichtet werden.

Wir unterbreiten Eurer Exzellenz diese Beschlüsse mit der Bitte:

»Eure Exzellenz wolle geneigtest die nötigen Verfügungen zu ihrer Erfüllung treffen, bezw. ihre Erfüllung durch Befürwortung an den maßgebenden Stellen erwirken.«

Begründung. Der Königliche Schulreformerlaß vom 26. November 1900, welcher die Gleichwertigkeit der drei höheren Schularten in der Erziehung zur allgemeinen Geistesbildung ausspricht, fußt auf den Beschlüssen der Juni-Konferenz, deren erster und hauptsächlichster folgendermaßen lautet:

»Wer die Reifeprüfung einer neunklassigen Anstalt bestanden hat, hat damit die Berechtigung zum Studium an den Hochschulen und zu den entsprechenden Berufszweigen für sämtliche Fächer erworben. Da aber die drei neunklassigen Anstalten in Hinsicht auf Spezialkenntnisse und auf die Art der Gesamtbildung in verschiedener Weise für die verschiedenen Berufszweige vorbereiten, so ist in bezug auf jedes Studium die geeignetste Anstalt ausdrücklich zu bezeichnen. Ist eine andre gewählt worden, so hat eine ausreichende Ergänzung durch den Besuch von Vorkursen auf der Hochschule oder in sonst geeigneter Weise zu erfolgen. Diese wird für jedes Fach durch besondere Verordnung bestimmt.«

Im Sinne dieses Beschlusses ist das Studium des höheren Lehrfaches, das Studium der Rechtswissenschaft und das Studium der Medizin den Abiturienten der höheren realistischen Anstalten freigegeben worden. Als ein wichtiges und bedeutsames Stück des alten Gymnasialmonopols ist aber das Studium der Theologie den Gymnasialabiturienten vorbehalten worden. Den Realabiturienten ist der Zugang zu diesem Studium nur nach Ablegung einer altsprachlichen Ergänzungsprüfung zur Erlangung der Gymnasialreife gestattet, und bei dieser Ergänzungsprüfung werden sogar die Realgymnasialabiturienten einer nochmaligen Prüfung im Lateinischen unterworfen.

Da von den Gymnasialabiturienten dagegen keinerlei Nachprüfungen noch Ergänzungsnachweise, selbst wenn sie neuere Sprachen oder Naturwissenschaften studieren wollen, gefordert werden, so liegt in dieser Beschränkung der vollen Gleichberechtigung für die Realanstalten eine Zurücksetzung; sie müssen notwendig als minderwertig erscheinen.

Hierzu kommt, daß das Gymnasium durch sein Vorherrschen als isolierte Vollanstalt Zwangsanstalt für weite Kreise geblieben ist. Jeder Beamte oder Offizier, der öfters der Versetzung unterworfen ist, ist gezwungen, auch in den Städten, wo er die Auswahl hat, seine Söhne das Gymnasium besuchen zu lassen.

Gerade bezüglich dieser isolierten Gymnasien aber tritt noch ein andrer schwerer Uebelstand hervor.

Die Naturwissenschaften und modernen Sprachen beanspruchen einen immer größeren Raum in der Ausbildung der leitenden Kreise. Das Gymnasium kann ihnen, will es seine Eigenart, in der seine Stärke beruht, sich erhalten, diesen Raum nicht gewähren, und doch ist es noch in 187 Städten als einzige Vollanstalt vorhanden. Wer also an einem solchen Orte seinen Sohn bis zur Reifeprüfung führen will, ist gezwungen, ihn das Gymnasium durchmachen zu lassen, selbst wenn er sich schon frühzeitig etwa für das Studium der Chemie oder der Technik entschieden hat. Und in 110 von diesen kleinen Städten finden sich nicht einmal sechsklassige Realanstalten daneben, noch sind an das Gymnasium griechischlose Nebenklassen angegliedert; es müssen dort also alle die vielen Schüler, welche von vornherein nur den Einjährig-Freiwilligen-Schein erlangen wollen, dennoch Latein und Griechisch lernen und gehen dann ohne eine auch nur relativ abgeschlossene Bildung ins praktische Leben.

Aus wichtigen sozialen und pädagogischen Gründen ist eine Umwandlung der meisten dieser Anstalten in Reformschulen mit Gabelung in den obersten Klassen dringend nötig; durch sie würde gleichzeitig den Realschulen ein bequemer Anschluß geboten und für die Eltern die Entscheidung über die Schulgattung möglichst lange offen gehalten werden.

Wir verkennen jedoch nicht, daß es unbillig wäre, den historisch gewordenen Charakter dieser Anstalten, die mit gerechtem Stolze auf eine langjährige treue Arbeit zurückblicken können, mit einem Schlage zu ändern; aber das Eine ist vom sozialen Standpunkte aus, soll anders die Schulreform nicht ganz aufs tote Gleis geraten, mindestens zu fordern, daß möglichst bald jedes isolierte Gymnasium griechischlose Nebenklassen erhält, die bis zur Reifeprüfung durchzuführen sind.

Bei jeder Neugründung aber einer höheren Schule als einziger Anstalt in einem kleinen Orte ist, wenn nicht besondere Umstände vorliegen, als ein soziales Erfordernis festzuhalten, daß diese Anstalt eine Realschule sei; an diese können sich bei Bedarf von Untertertia an Reformschul-Nebenklassen angliedern. In ganz kleinen Orten würden dann dreiklassige Rektoratsschulen mit Französisch als einziger Fremdsprache die zweckmäßigen Vorbereitungsanstalten für die Realschulen und die Reform-Vollanstalten in den größeren Nachbarorten bilden.

Ist aber ein solcher Organismus als praktisch und notwendig anerkannt, so folgt daraus auch, daß zur Aufnahme der Absolventen der in kleinen Orten befindlichen Realschulen und Proreformschulen in jeder Provinz Oberrealschulen und Reformschulen in planmäßiger örtlicher Verteilung vorhanden sein müssen.

Für den Vorstand

des Vereines deutscher Ingenieure
Dr. Peters, Geh. Baurat, Berlin;

des allgem. deutschen Realschulmännervereines
Dr. Steinbart,
Geh. Regierungsrat, Realgymnasialdirektor, Duisburg;

des Vereines zur Förderung des lateinlosen höheren Schulwesens
Dr. Hintzmann, Oberrealschuldirektor, Elberfeld;

des Vereines für Schulreform
J. Vorster, Geh. Kommerzienrat, Köln, M. d. R.

des Vereines deutscher Chemiker
Prof. Dr. Duisberg,
Direktor der Farbenfabriken vorm. F. Bayer & Co., Elberfeld.

Die im Auftrage des Vereines von Hrn. Ingenieur Matschoß verfaßte »Geschichte der Dampfmaschine« liegt jetzt in zwei stattlichen Bänden mit über 1600 Seiten, etwa 1900 Textfiguren und 38 Bildnissen fertig vor[1]). Das Werk führt den Titel:

Die Entwicklung der Dampfmaschine.

Eine Geschichte der ortsfesten Dampfmaschine und der Lokomobile, der Schiffsmaschine und Lokomotive.

Der Verein wünscht, durch möglichst niedrigen Preis dieses Werk den weitesten Kreisen zugänglich zu machen. Es wird deshalb der Allgemeinheit zum Preise von 24 bezw. 27 *M*, den Mitgliedern des Vereines bei unmittelbarem Bezug vom Verlag (Julius Springer, Berlin) zum Vorzugspreise von 12 *M* in Leinenband und von 15 *M* in Halblederband zur Verfügung gestellt.

[1]) s. Z. 1907 S. 1924.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.

ZEITSCHRIFT
DES
VEREINES DEUTSCHER INGENIEURE.

Nr. 52. **Sonnabend, den 28. Dezember 1907.** **Band 51.**

Inhalt:

Gustav Zeuner †

Am 17. Oktober ist in Dresden der Geheime Rat Professor Dr. Gustav Zeuner verschieden. Damit ist der Träger eines Namens von uns gegangen, der längst der Geschichte unsrer Wissenschaft angehört und der stets genannt werden wird, wenn man ihre größten Männer nennt. Wir wollen heute nur ein flüchtiges Bild vom äußeren Leben des Verstorbenen zeichnen und behalten uns eine eingehende Würdigung von Zeuners wissenschaftlicher Arbeit und ihrer Beziehung zum Maschinenbau sowie seiner Stellung zu andern großen Fachgenossen seiner Zeit für eine spätere Gelegenheit vor.



Gustav Zeuner wurde am 30. November 1828 in Chemnitz geboren. An der höheren Gewerbeschule seiner Vaterstadt erhielt er eine gründliche Ausbildung in der Mathematik und den Naturwissenschaften, durch Privatunterricht erwarb er sich gediegene Sprachkenntnisse. So vorbereitet bezog er 1848 die Bergakademie in Freiberg und studierte dort von 1848 bis 1851, um sich dem Berg- und Hüttenwesen zuzuwenden.

Den damals bestehenden Vorschriften gemäß machte Zeuner vor seiner Einschreibung den praktisch-bergmännischen Kursus auf Freiberger Gruben und nach Vollendung des Studiums den praktischen Kursus an den Freiberger Hüttenwerken durch.

Sein Entschluß, die Freiberger Bergakademie zu beziehen, entsprang fast ausschließlich dem Umstande, daß damals in technischen Kreisen die Werke von Julius Weisbach, Professor der Mechanik und Bergmaschinenlehre an der Bergakademie in Freiberg, größtes und wohlverdientes Aufsehen erregten.

Schon in der ersten Zeit seines Studiums trat Zeuner in nahe Beziehungen zu Weisbach; dessen freundschaftliche, wahrhaft väterliche Gesinnungen haben ihn auf seinem ganzen ferneren Lebenswege begleitet und waren die Veranlassung, daß er schon sehr früh den Entschluß faßte, sich dem technischen Lehrfache zuzuwenden.

Nach mehrfachen Reisen und einem längeren Aufenthalt in Paris, wo er von Weisbach persönlich bei Poncelet, Regnault und Combes eingeführt wurde, übernahm Zeuner vorübergehend als Stellvertreter Lehrstellen der Mechanik in Freiberg und Chemnitz und nahm bis 1855 an allen Arbeiten Weisbachs, insbesondere aber an dessen bahnbrechenden hydraulischen Versuchen, teil.

Im Jahr 1853 promovierte Zeuner an der Universität

Leipzig. Im gleichen Jahre gründete er mit Weisbach und Bornemann den »Civilingenieur« und behielt bis 1857 die Redaktion dieser Zeitschrift, die ihm während ihres ganzen 42jährigen Bestehens eine ununterbrochene Reihe der wertvollsten Beiträge dankt.

Gerade in dem Augenblick, als der 27jährige Mann, einer Empfehlung seines Lehrers Weisbach folgend, im Begriffe stand, als Bergingenieur nach Spanien auszuwandern, erreichte ihn 1855 eine Berufung als Professor der Mechanik und Maschinenlehre an das neu errichtete eidgenössische Polytechnikum in Zürich. Er wohnte mit allen neu gewonnenen Professoren, unter denen sich Clausius, Culman, Rud. Wolf u. a. befanden, der Eröffnungsfeier bei und übernahm dabei zugleich als Vorstand die Leitung der mechanischen Abteilung.

1859 ernannte ihn der schweizerische Schulrat zum stellvertretenden Direktor und 1865 zum Direktor des Polytechnikums; Zeuner nahm letztere Stelle bis 1868 ein, zu welchem Zeitpunkt er auf seinen ausdrücklichen Wunsch in die erstgenannte Stelle zurückversetzt wurde, weil er seine Lehrtätigkeit durch das Uebermaß von Verwaltungsgeschäften, welche die rasch aufblühende Hochschule forderte, zu sehr beeinträchtigt fühlte.

In die Züricher Zeit fällt die Entstehung einer Reihe der bedeutendsten Werke Zeuners. Schon 1856 und 1857 erschienen im »Civilingenieur« zwei Arbeiten über Lokomotivsteuerungen, 1856 im I. Band der Schweizerischen Polytechnischen Zeitschrift eine Arbeit über die Stephensonsche Kulisse; diese Erstlinge schon wurden von der Praxis sehr günstig aufgenommen, weil darin ein neues, sehr einfaches und durchsichtiges Verfahren angegeben war, um auf graphischem Wege die Dampfverteilung durch Schieber zu studieren. In rascher Weiterführung des fruchtbaren Grundgedankens entwickelte sich hieraus das im Jahr 1857 in erster und 1904 in sechster Auflage erschienene Buch »Die Schiebersteuerungen«, welches bald ins Französische und Englische übersetzt wurde und den Namen des Verfassers in weitesten Kreisen bekannt machte.

War Zeuner schon mit diesem Werk einem Bedürfnis entgegengekommen, so gilt dies in noch höherem Grade von einer zweiten im Jahr 1859 erschienenen Arbeit, die ein ganz andres Gebiet betrifft; es sind dies die »Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie«. Auf theoretischem und experimentellem Wege waren durch Mayer, Clausius, Thomson, Rankine, Clapeyron, dann durch Joule und Regnault die Anschauungen über das Wesen der Wärme und ihre Beziehung zur Arbeit geklärt worden; allein es fehlte an einem Werk, das dem schaffenden Techniker die zerstreuten Ergebnisse dieser neuen Wissenschaft übermittelt und ihre Anwendung auf das Maschinenwesen in übersichtlicher Weise gelehrt hätte. Dies leistete Zeuner in seinen »Grundzügen« und der daraus entstandenen »Technischen Thermodynamik« in unübertroffen meisterhafter Weise. Dieses Werk hat durch seine ungemein klare und überzeugende Darstellungsweise weit hinaus lehrend gewirkt und ist grundlegend und bahnbrechend geworden für alle literarische Forschungsarbeit auf diesem Gebiet.

In Zürich verfaßte Zeuner auch sein Buch »Abhandlungen aus der mathematischen Statistik«, dem später noch weitere Arbeiten derselben Richtung folgten. Damit ist Zeuner ein Mitbegründer dieser Wissenschaft geworden, die heute die größte Bedeutung für unser modernes Kulturleben erlangt hat.

Während seiner Amtsdauer in Zürich ergingen an Zeuner mehrfache Berufungen, so nach Wien, nach München, nach Karlsruhe, nach Aachen, doch er wollte sich nicht entschließen, den ihm lieb gewordenen Wirkungskreis zu verlassen; erst einer Berufung in sein engeres Heimatland, und zwar an die Bergakademie Freiberg, von der er ausgegangen war, konnte er nicht widerstehen. Das war im Jahr 1871.

Die Bergakademie, diese älteste deutsche höhere technische Schule, war eigenartig organisiert. Bis zum Jahr 1869 war das kgl. Oberbergamt die Direktorialbehörde; nach einer kurzen Uebergangzeit beschloß im Jahr 1871 die Regierung, einen Professor als selbständigen Direktor einzusetzen und ihn unmittelbar dem Finanzministerium zu unterstellen. Die Wahl fiel auf Zeuner, der im September 1871 die Leitung der Akademie und gleichzeitig die Professur seines im selben Jahre verstorbenen ehemaligen Lehrers Weisbach übernahm.

In den nächsten Jahren setzte Zeuner seine ganze Kraft ein, um eine vollständige und zeitgemäße Reorganisation der Bergakademie herbeizuführen; aber schon im Mai 1873 wurde er als ständiger Direktor und Professor der Mechanik und der theoretischen Maschinenlehre an das Polytechnikum nach Dresden berufen, das damals dem Ministerium des Innern unterstellt war.

Um die Nachteile zu verhüten, die eine Unterbrechung der Arbeiten zur Umbildung der Bergakademie herbeiführen konnte, erhielt Zeuner den Auftrag, bis auf weiteres noch seine Stellung an der Bergakademie beizubehalten; er hat dann in der Tat bis zum Jahr 1875 die schwierige Aufgabe erfüllt, von Dresden aus als ständiger Direktor an zwei verschiedenartig organisierten, unter zwei verschiedenen Ministerien stehenden Schulen unter gleichzeitigem Wirken als Lehrer den an ihn gestellten Anforderungen gerecht zu werden.

Im März 1875 legte Zeuner, als die Reorganisation der Bergakademie durchgeführt war, seine Stellung daselbst nieder, um seine Kräfte von nun an ausschließlich dem Dresdner Polytechnikum zu widmen. Beim Scheiden von Freiberg wurde ihm von den städtischen Behörden das Ehrenbürgerrecht verliehen.

In Dresden übernahm Zeuner die Direktion der Polytechnischen Schule aus den Händen des Professors Dr. Hülsse, der in früheren Jahren in Chemnitz sein Lehrer gewesen war. Die Polytechnische Schule befand sich in wohlgeordneten Verhältnissen und in den ersten Anfängen des allmählichen Ueberganges zur Technischen Hochschule.

Diesen Uebergang suchte Zeuner im Hinblick auf die gleichen Bestrebungen der andern technischen Bildungsstätten Deutschlands und auf den gewaltigen Aufschwung der gesamten Technik in jener Zeit möglichst zu beschleunigen. Im Jahr 1876 wurde das Polytechnikum dem Ministerium des Kultus und Unterrichts unterstellt und erhielt durch ein neues Statut, eine neue Studienordnung und neue Prüfungspläne eine veränderte Gestalt.

Unter Zeuner wurde neben den bereits bestehenden drei Fachabteilungen (für Ingenieurwesen, Maschinenbau und Chemie) noch eine Hochbauabteilung begründet und die mechanischen Abteilungen durch Einführung des Unterrichtes in der Elektrotechnik erweitert. Besondere Fürsorge wendete Zeuner auch der allgemeinen Abteilung zu; sie wurde durch Gründung zahlreicher neuer Professuren und Unterrichtszweige bedeutend erweitert und ihr die Ausbildung von Lehramtskandidaten zugewiesen.

Zu Ostern 1890 erbat und erhielt Zeuner seine Entlassung als ständiger Direktor des Polytechnikums, um die Einführung des Wahlrektorats zu ermöglichen, nachdem er selbst vorher noch alle vorbereitenden Schritte, insbesondere die Abfassung des neuen Statuts der jetzigen Technischen Hochschule, auf sich genommen hatte. Von 1890 ab widmete er sich ausschließlich seiner Lehrtätigkeit und trat dann mit Schluß des Sommersemesters 1897 in den Ruhestand, um noch 10 Jahre in stiller Zurückgezogenheit zu leben. Aber noch lange blieb er wissenschaftlich tätig, selbst Neues schaffend und die Forschungen andrer verfolgend.

In diese Zeit fällt die Vollendung der letzten großen literarischen Arbeit Zeuners, nämlich die Herausgabe seiner »Theorie der Turbinen«, eines Werkes, zu dem er schon sehr viel früher in seinen Vorlesungen den Grund gelegt hatte.

Ist hiermit Zeuner als Forscher und Organisator geschildert worden, so bleibt noch des Lehrers zu gedenken. Darüber sind alle Schüler Zeuners einig: er war der geborene Professor; mit unübertrefflicher Klarheit und Anschaulichkeit wußte er ein Problem allseitig zu entwickeln und in der knappsten und elegantesten Form mathematisch einzukleiden, und unterstützt durch die Lebhaftigkeit und Beweglichkeit seines Wesens erweckte er den Eindruck, als ob er eben erst im Augenblick des Vortrages die Lösung gefunden habe. Unter seiner Behandlung verschwanden die Schwierigkeiten, alles wurde einfach und leicht verständlich. Kein Wunder, daß seine Schüler ihm begeistert folgten, besonders da, wo er über seine eigenen Untersuchungen vortrug.

Zeuner hat es an äußerer Anerkennung seiner Verdienste und seiner Leistungen nicht gefehlt; sein König hat ihn wiederholt mit höchsten Auszeichnungen bedacht, ebenso auswärtige Fürsten und Regierungen.

Zeuner war Mitglied des Kuratoriums der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt, Ehrendoktor der Universität Bologna und Dr.-Ing. ehrenhalber der Technischen Hochschule Dresden. Er war Ehrenmitglied des Vereines deutscher Ingenieure, des Sächsischen Ingenieur- und Architektenvereines, der Schweizerischen Naturforscher Gesellschaft, des Technischen Vereines in Riga und der Gesellschaft »Iris« in Dresden, Mitglied der Königl. Sächsischen Gesellschaft der Wissenschaften in Leipzig, der Accademia di Lincei in Rom, der Königl. Schwedischen Akademie in Stockholm, der Kaiserl. Naturforschenden Gesellschaft in Moskau und der Kaiserl. Leop. Carol. Deutschen Akademie der Naturforscher, korrespondierendes Mitglied der Akademien der Wissenschaften in Paris, Mailand und Turin, des Oesterreichischen Ingenieur- und Architektenvereines und des Kaiserl. Königl. Technologischen Gewerbemuseums in Wien und schließlich außerordentliches Mitglied der Königl. Preußischen Akademie des Bauwesens.

Einen besondern Ausdruck fand die Liebe und Verehrung ehemaliger Schüler Zeuners bei der Feier seines 70sten Geburtstages. An diesem Tage wurde dem Meister ein Kapital überreicht, das als »Zeuner-Stipendien-Stiftung« seinen Namen für alle Zeiten noch enger mit der Dresdner Technischen Hochschule verknüpfen wird, der er einen großen Teil seiner Lebensarbeit gewidmet hat.

Unserm Verein stand Zeuner als Ehrenmitglied und Inhaber der Grashof-Denkmünze sowie als Mitbegründer und Ehrenmitglied des Dresdner Bezirksvereines besonders nahe, und wir wollen ihm für alle Zeiten ein dankbares und getreues Andenken bewahren.

Verein deutscher Ingenieure.

A. Slaby. O. Taaks.
Th. Peters.

Dresdner Bezirksverein deutscher Ingenieure.

W. Meng.

Maschinelle Einrichtungen für das Eisenhüttenwesen.

Von **Fr. Frölich,** Ingenieur, Berlin.

Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke.[1])

(Schluß von S. 1941)

Gießkrane.

Während man ursprünglich für Stahlwerke im allgemeinen normale Laufkrane verwandte, ist man neuerdings dazu übergegangen, Sonderkonstruktionen auszubilden, und zwar an den Stellen, wo die Krane ausschließlich die Aufgabe haben, die Gießpfannen zu befördern, und wo diese Aufgabe den Kran so ausgiebig beschäftigt, daß andre Verwendungsarten dagegen in den Hintergrund treten. Solche Fälle kommen außer in Stahlwerken (Bessemer- oder Thomas- und Martin-Werken) auch in den großen Roheisenmischer-Anlagen vor[2]). In Stahlformgießereien, die viele große Blöcke für Preßwerke gießen, und in großen Eisengießereien, namentlich solchen mit ausgiebigem Walzen- und Kokillenguß, können manche Eigenarten dieser Krane mit Vorteil verwendet werden, obwohl dort durchweg auch die normalen Laufkrane ausreichen. In Martin-Werken, die nach einem der neueren Verfahren der Stahlbereitung unter Verwendung flüssigen Roheisens oder vorgefrischten Stahles arbeiten, haben die Gießkrane vielfach außerdem flüssiges Material zum Einfüllen in die Martin-Oefen heranzubringen, wenn dies nicht auf der Rückseite der Oefen von der Beschickbühne aus durch die Beschickvorrichtungen geschieht.

Den Gießkranen gemeinsam ist die Eigenart, daß sie mit gefüllter Pfanne, also unter voller Belastung, zunächst einen längeren Weg zur Gießstelle zurücklegen, wobei die hohe Fahrgeschwindigkeit moderner Hebezeuge ausgenutzt werden soll. Trotz der hohen Geschwindigkeit darf die Pfanne nicht in schwingende Bewegung geraten, sie muß sanft anfahren und stillhalten, und während der Fahrt muß sie senkrecht hängen bleiben, damit sie nach dem Halten möglichst wenig pendelt. Beim Fahren von einem Gießtrichter zum andern sind dann meist nur kleine Bewegungen auszuführen, die ebenfalls sanft und nicht ruckweise erfolgen

[1]) Sonderabdrücke dieses Abschnittes (Fachgebiet: Eisenhüttenwesen) werden an Mitglieder postfrei für 85 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer. — Von dem vorhergehenden Abschnitt »Mechanische Beschickvorrichtungen für Martinöfen« werden Sonderabdrücke an Mitglieder für 1 ℳ abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 10 Pfg.

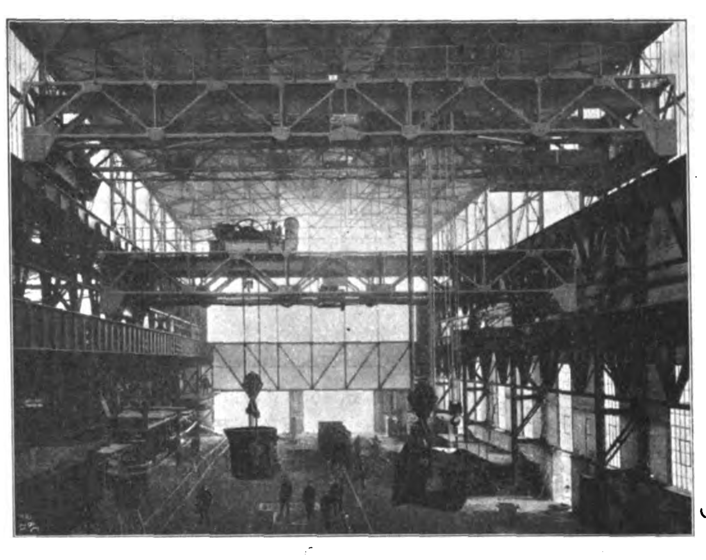
[2]) Auch in Thomas-Stahlwerken, in denen bislang der Gießwagen noch ziemlich vorherrschte, beginnt man neuerdings Gießkrane zu verwenden, die dann zugleich die zugehörige Mischeranlage bedienen; vergl. z. B. Stahl und Eisen 1. Januar 1904 S. 16 und 10. Juli 1907 S 973 und 1024.



dürfen, damit die Pfanne schnell in die richtige Stellung gelangt. Sonderkrane, die lediglich dem Gießen dienen, finden nur in großen Werken hinreichend Beschäftigung; in kleinen Werken muß das Gießen, das Entleeren der Gußformen und der Transport der fertigen Blöcke und der Gußformen von demselben Kran ausgeführt werden, während in großen Werken für jede dieser Arbeiten Krane mit eigens dafür ausgebildeten Sondereinrichtungen vorhanden sind, die schnellstes Arbeiten ermöglichen. Damit die verschiedenen Krane einander nicht stören, empfiehlt es sich, bei genügender Größe der Anlagen zwei getrennte Kranlaufbahnen übereinander anzuordnen, Fig. 419, auf deren unterer der kräftigere Gießkran läuft, während die obere vielfach nur von den leichteren Hülfskranen benutzt wird, deren dann mindestens zwei vorhanden sein sollten, um ein Ueberheben des Gehänges über den Gießkran nach Möglichkeit zu vermeiden. (Vergl. auch Fig. 329 des Abschnittes Beschickkrane, Z. 1907 S. 497.)

Fig. 419.

Gießerei mit zwei übereinander laufenden Kranen.



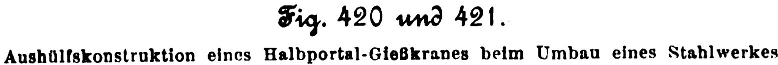
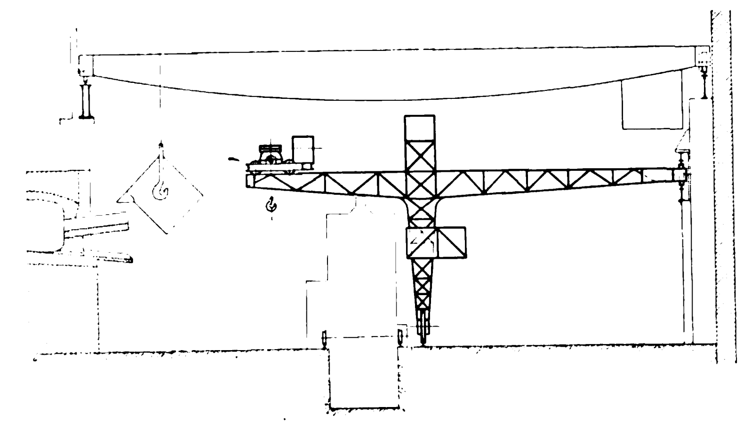


Fig. 420 und 421.

Aushülfskonstruktion eines Halbportal-Gießkranes beim Umbau eines Stahlwerkes.



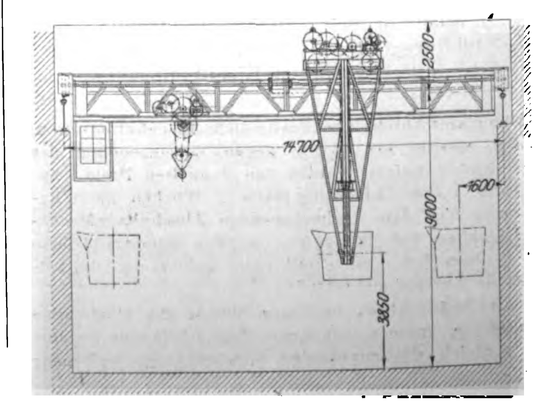
Wie aber bereits bei Besprechung der Beschickvorrichtungen ausgeführt, lassen sich bei Vergrößerungen alter Werke den Eisenkonstruktionen der Gebäude vielfach derartige Beanspruchungen nicht mehr zumuten, wie sie durch Einbau der für den größeren Betrieb wünschenswerten Hebezeuge in Gestalt von Laufkranen bedingt werden würden, und dann muß man seine Zuflucht zu andern Lösungen nehmen, wie eine solche in Fig. 420 und 421 wiedergegeben ist. Hier erhält der Martin-Ofen seine Beschickung in flüssigem Zustande durch den Laufkran. Ein älterer Dampfgießwagen, der über eine Gießgrube fährt, sollte erhalten bleiben, und zur Unterstützung ist ein Halbportalkran eingebaut, der mit der Gießpfanne den ganzen Raum bestreichen und somit außer der bereits vorhandenen Gießgrube noch weitere, von den Oefen mehr abliegende Gießgruben bedienen kann, an die der Dampfgießwagen nicht mehr heranreicht. Derartige Lösungen, deren es noch verschiedene andre gibt, sind jedoch nur Notbehelfe, die dadurch entstanden sind, daß bei den alten Werken nicht genügend Rücksicht auf spätere Vergrößerung genommen ist und für einen durchgreifenden Umbau die verfügbaren Mittel zurzeit nicht ausreichen.

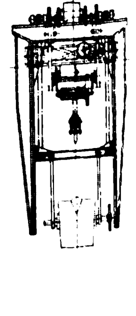
Die Gießkrane werden mit Ketten und auch mit Seilen ausgeführt[1]). Im Anfang gab man vielfach Ketten den Vorzug, da man befürchtete, daß die Stahldrahtseile mit Hanfseele durch die Hitze und die aus den Gießpfannen emporschlagenden Flammen leiden würden. Diese Befürchtungen haben sich aber als übertrieben herausgestellt; man hängt die Pfannen doch meist nicht unmittelbar an die untere Rolle eines einfachen Seilzuges, sondern bedient sich der Vermittlung eines Querstückes; die Rollen werden dadurch seitlich und ziemlich hoch über die Pfanne verlegt. Gleichzeitig wirkt diese Ausführung, namentlich bei gespreizten Seilen, dem Pendeln der Pfanne entgegen. Die Pfanne kann dann allerdings um die Aufhängungspunkte am Querstück pendeln, dies hat jedoch beim Längsfahren des Kranes keinen Einfluß, da die Pendelebene zur Fahrrichtung senkrecht liegt. Außerdem kann man noch die Seile durch Anbringen von Blechen schützen, die über den unteren Halbkreis der Rollen und mitunter in Form eines Schirmes über die ganze Oeffnung der Pfanne gespannt werden. Letztere Ausführung schützt zugleich den Kranführer gegen die strahlende Wärme, die namentlich bei größeren Pfannen sehr empfindlich werden kann. Auch die Schmierung der Seile wirkt schützend mit. Das Seil hat den großen Vorzug, daß sich der Verschleiß schon lange vor dem Eintreten des Bruches deutlich an der Oberfläche zeigt; anderseits verlangt es größere Trommeldurchmesser und daher größere und kräftigere Rädervorgelege, die wiederum das Gewicht des Windwerkes steigern. Gegenüber den Ketten, insbesondere den Gallschen Ketten, kommt der geringere Anschaffungspreis des Seiles sehr in Betracht.

Die Gießkrane erhalten durchweg neben dem Hauptwindwerk, daß für die starke Belastung durch die gefüllte Pfanne gebaut ist, ein leichteres Hülfswindwerk. das zu nächst zum Kippen der Pfanne dient, außerdem aber namentlich in kleineren Werken die vielen Hülfsarbeiten: das Setzen und Abziehen der Gußformen, das Verladen der Blöcke usw., zu übernehmen hat und entweder auf der Katze mit untergebracht ist oder aber als Hülfskatze vielfach auf besonderer Bahn läuft (vergl. die Ausführungen über Hülfskatzen bei Beschickkranen, Z. 1907 S. 493). Während bei dem normalen Laufkran ein zweites Windwerk lediglich die Aufgabe hat, kleinere Lasten mit größerer Geschwindigkeit zu heben, hat das Hülfshubwerk bei den

Fig. 422 und 423.

Gießkran mit starrem Führungsgerüst für die Pfanne (Bechem & Keetman).



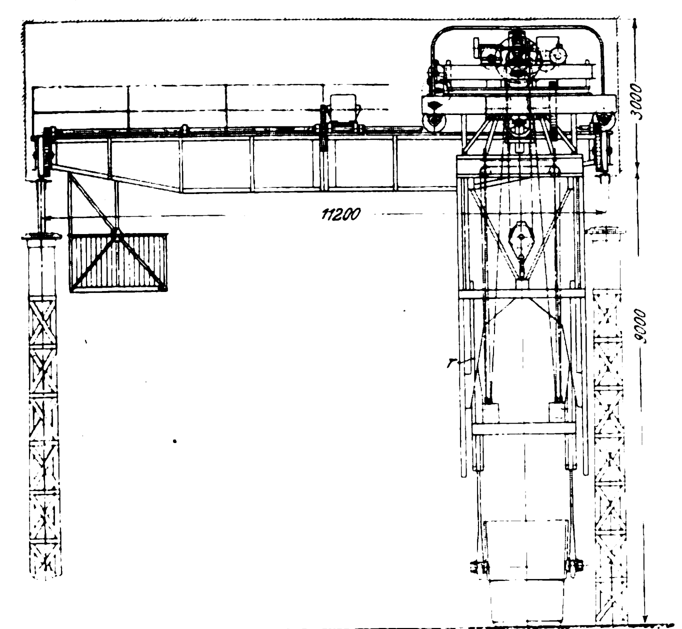


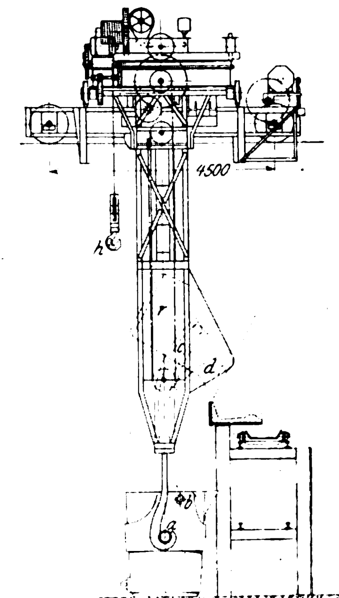
[1]) vgl. Ernst: Hebezeuge 4. Aufl. S. 17.

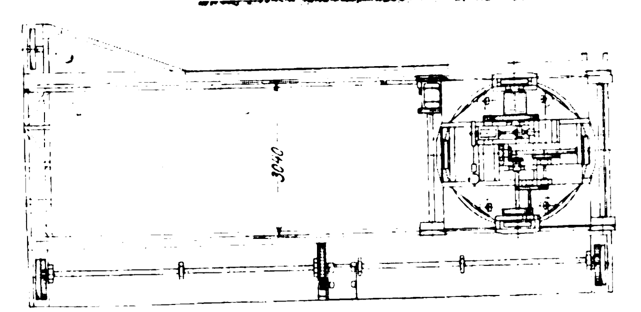


Fig. 424 bis 426.

Gießkran mit starrer Führung für die Pfanne und selbsttätiger Kippvorrichtung (Stuckenholz).







über das Querstück der Gießpfanne überheben.

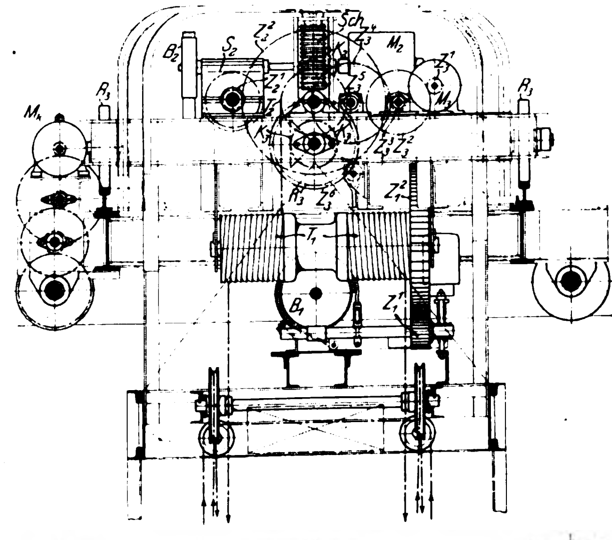
Die festen Gerüste sind besonders zweckmäßig bei Kranen für Sonderfälle, wo die Pfanne in stets gleicher Weise in Gefäße entleert wird, deren Standort sich nicht ändert; alsdann wird das Gerüst dazu benutzt, die Pfanne in der geeigneten Höhenlage festzulegen und durch diese Unterstützung des Kranführers das Arbeiten beschleunigt. Ein solcher Fall liegt z. B. vor bei dem bereits früher in dieser Zeitschrift beschriebenen, von der Benrather Maschinenfabrik gebauten Laufkran für die Mischeranlage der Rombacher Hüttenwerke[1]), wo die Pfannenachse während des Auskippens in den Mischer in dem an der Laufkatze hängenden Gerüst festliegt.

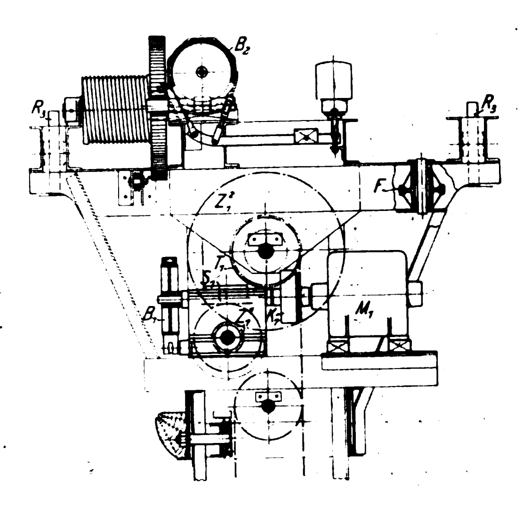
Ludwig Stuckenholz bringt in einem ähnlichen Falle durch geeignete Führungen im Gerüst die Pfanne während der Hubbewegung zum Kippen. Da dieser Kran, Fig. 424 bis 426, noch einige weitere bemerkenswerte Einzelheiten aufweist, mag er etwas eingehender besprochen werden, obwohl er nur einem ganz bestimmten Sonderfall dient; er wird nämlich, wie Fig. 425 erkennen läßt, dazu benutzt, die Roheisenpfanne auf eine Masselngießmaschine zu entleeren. Die Laufkatze trägt eine kreisrunde Laufbahn, auf der sich eine

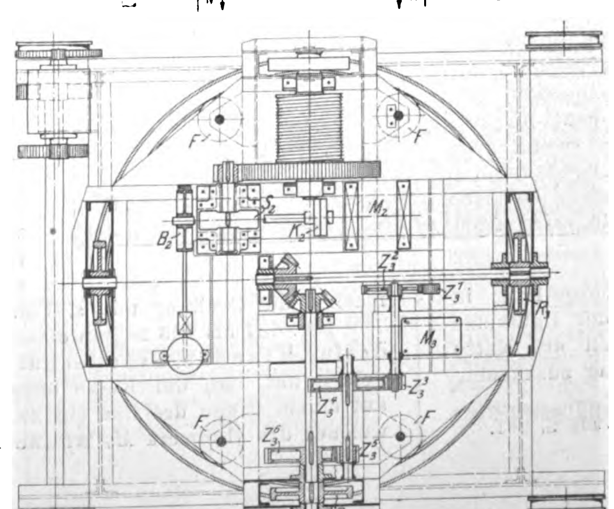
[1]) Z. 1900 S. 414.

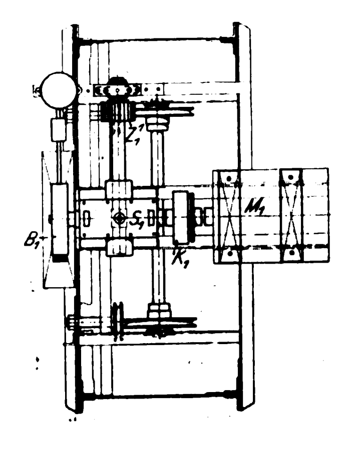
Fig. 427 bis 430.

Laufkatze mit Drehscheibe für Gießkrane (Stuckenholz).







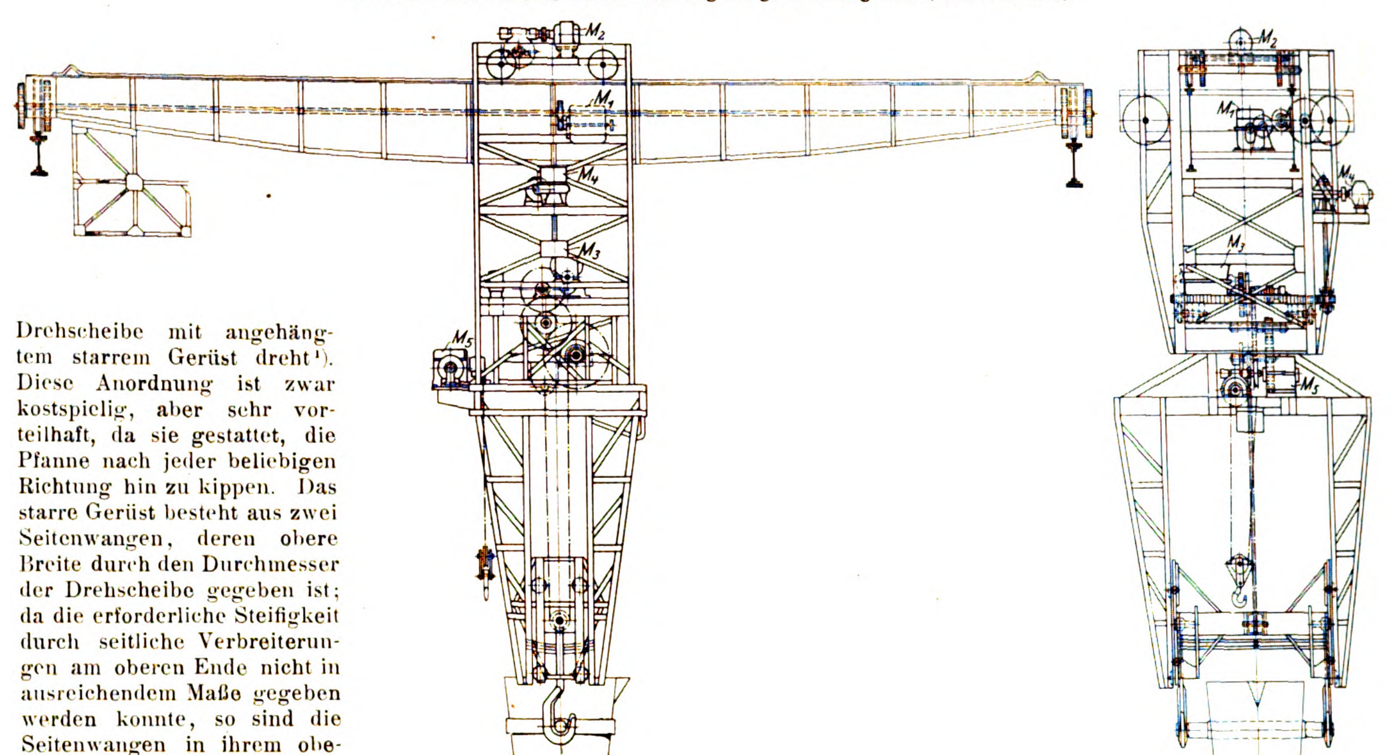


Gießkranen eigenartige, den jeweiligen örtlichen Verhältnissen entspringende verschiedenartige Aufgaben, die zu den mannigfachsten Lösungen führen.

Der Wunsch, die pendelnden Bewegungen der Pfanne möglichst zu beseitigen, hat zunächst dazu geführt, an die Laufkatze ein starres Gerüst aus Eisenkonstruktion zu hängen, das der Pfanne oder dem sie tragenden Querstück als Führung dient; siehe als Beispiel die Ausführung der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman, Fig. 422 und 423. Beachtenswert ist die Einrichtung, daß die Hülfskatze nicht auf derselben Fahrbahn wie die Hauptlaufkatze läuft, sondern zwischen den Hauptträgern des Laufkranes in der Höhe des Untergurtes; sie kann auf diese Weise den ganzen Bodenraum der Werkstatt bestreichen, muß allerdings gelegentlich ihr Gehänge

Fig. 431 bis 433.

Gießkran mit starrem Gerüst und angehängtem Drehgerüst (Liebe-Harkort).



Drehscheibe mit angehängtem starrem Gerüst dreht[1]). Diese Anordnung ist zwar kostspielig, aber sehr vorteilhaft, da sie gestattet, die Pfanne nach jeder beliebigen Richtung hin zu kippen. Das starre Gerüst besteht aus zwei Seitenwangen, deren obere Breite durch den Durchmesser der Drehscheibe gegeben ist; da die erforderliche Steifigkeit durch seitliche Verbreiterungen am oberen Ende nicht in ausreichendem Maße gegeben werden konnte, so sind die Seitenwangen in ihrem oberen Teil durch Querstäbe gegeneinander abgestützt. Die Pfanne wird beim Hochziehen gleichzeitig gekippt, indem der Tragzapfen *a* und ein zweiter an der Gießpfanne sitzender Zapfen *b* in den beiden Kurvenstücken *c* und *d* zwangläufig geführt werden. Diese Führungen, die an einem am festen Gerüst angebrachten Blechschild sitzen, sind so gewählt, daß die Schnauze der Pfanne ihre Lage wenig verändert; es ist das wesentlich, da die Eingußrinne festliegt. Wenn die Pfanne zum Reinigen oder Ausbessern in tiefster Lage völlig gekippt werden soll, so wird eine ebenfalls auf der Drehscheibe untergebrachte Hülfswinde mit Haken *h* zu Hülfe genommen. Die Pfanne ist auch hier in einem Querstück befestigt, das an den 2 × 4 Seilen eines Seilzuges hängt; dieser ist an seinen Enden an zwei auf derselben Welle sitzenden Trommeln mit Rillen von verschiedener Gangrichtung befestigt und läuft in der Mitte über zwei Ausgleichrollen, s. Fig. 424. Das Querstück wird in den beiden Seitenwangen *r* des festen Gerüstes mit Rollen geführt. Die auf der Laufkatze angeordnete Drehscheibe mit anhängendem Gerüst ist in Fig. 427 bis 430 dargestellt; in Fig. 427 und 429 ist außerdem der Wagen der Laufkatze mit angedeutet. Der Motor M_K zum Verfahren der Katze ist auf einer Ecke mit seinem Getriebe sehr eng zusammengebaut, da infolge der Drehscheibe der Platz sehr knapp ist. Die Drehscheibe trägt drei Windwerke: der Motor M_1 treibt das Hubwerk des Pfannengehänges, M_2 das Hülfswindwerk und M_3 das Drehwerk. Beim Motor M_3 sind zwei unter 90° stehende Rollen als Treibrollen, die beiden andern als Laufrollen ausgebildet. Hubwerk und Hülfswindwerk haben Bremsscheiben, die bei beiden im Getriebe auf den Schneckenwellen sitzen; beide haben außerdem zwischen Motor und Schneckentrieb Feder-Reibkupplungen. Die Lauf- und Triebräder R_3 der Drehscheibe sind ohne Spurkranz. Um die Drehscheibe auf dem Gleis zu halten, sind 4 Führrollen *F* angebracht, die sich von innen gegen den Schienenring legen. Infolge der Drehscheibeneinrichtung wird für die Motoren M_1 bis M_3 ein Schleifringzylinder *Sch* notwendig, der durch einen auf der Laufkatze befestigten Bügel gehalten wird, und dem Stangen gegenüberstehen, welche die Stromabnehmer tragen; diese Stangen sitzen auf der Drehscheibe und machen die Drehung mit, s. Fig. 424 und 427.

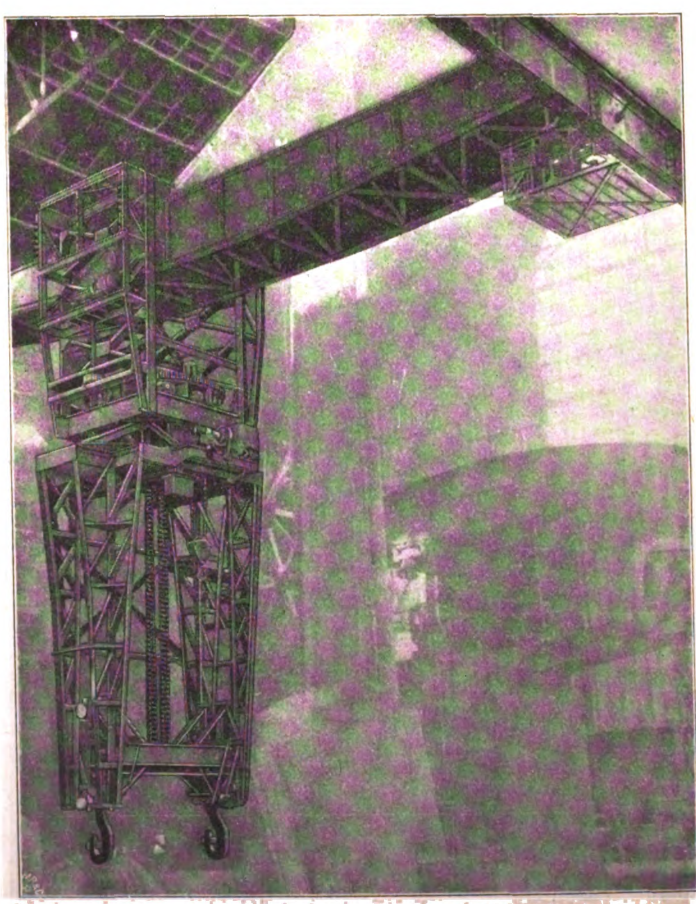


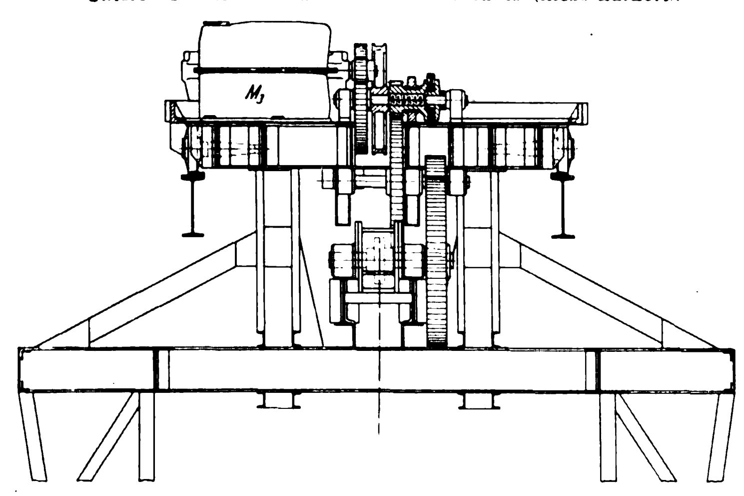
Fig. 431 bis 433 zeigen einen Gießkran, den die Düsseldorfer Kranbau-Gesellschaft Liebe-Harkort m. b. H. gebaut hat. An der Katze hängt ein Eisengerüst, in dem auf einem Ringe drehbar ein zweites Gerüst aufgehängt ist, welches das Hubwerk M_3 wie auch ein Hülfswerk M_5 für die

[1]) Vergl. die Laufdrehkrane von Stuckenholz, Z. 1905 S. 201.



Fig. 434.

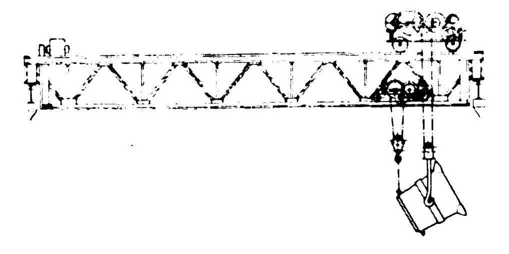
Unteres Gerüst mit Hubwerk des Gießkranes (Liebe-Harkort).



Kippbewegung trägt. Dieses zweite Gerüst ist so ausgebildet, daß in beiderseitigen Schlitzen das Querstück der Pfanne mit daran angebauten Rollen geführt und sowohl während der Fahrbewegung des Kranes als auch während der Drehbewegung des Gerüstes sicher gehalten

Fig. 435.

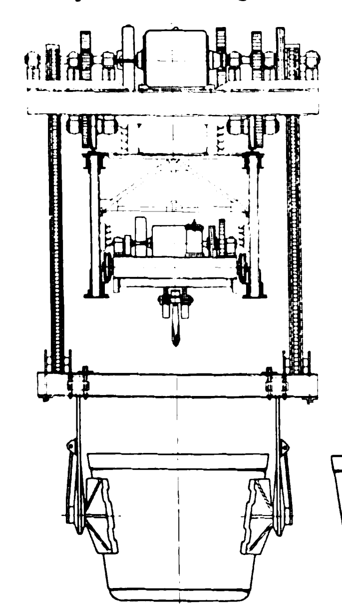
Gießkran mit Hülfskatze zum Kippen.



wird. Diese etwas schwere Bauart erklärt sich aus der großen Höhe des Gebäudes; der Kran ist für ein Thomaswerk bestimmt und übernimmt außer der Beförderung des flüssigen Roheisens vom Mischer zu den Birnen auch das Gießen in die noch im Kreis angeordneten Gießformen. Die Drehbewegung wird durch den Motor M_4 ausgeführt; M_2 treibt das Katzenfahrwerk, M_1 das Längsfahrwerk. Das untere Gerüst mit Hubwerk ist in Fig. 434 für sich dargestellt. Der Motor M_3 treibt mittels dreifacher Stirnräderübersetzung das Rad der Hubkette, auf dessen erster Vorgelegewelle eine Bandbremse mit Lüftmagnet und eine Dubois-Bremse sitzen.

Fig. 436 und 437.

Querschnitt zu Fig. 435.

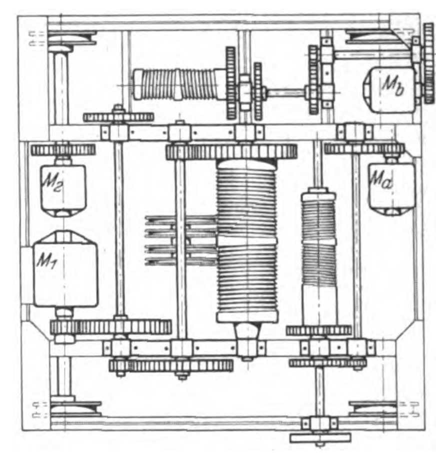


Die an der Laufkatze hängenden starren Gerüste haben den Nachteil, daß ihretwegen der ganze Raum der Werkstatt frei bleiben muß; denn man muß sonst befürchten, daß das Gerüst irgendwo anstößt, etwas umwirft oder gar den Kran beschädigt. Führt man anderseits das Gerüst klein aus, so muß man die Pfanne, um sie festzulegen, zu hoch heben und später wieder senken. Infolgedessen ist man neuerdings von den Gerüsten abgekommen, hängt die Pfanne in normaler Weise ein und benutzt zum Kippen, wo dies notwendig, ein auf der Katze aufgebautes zweites Windwerk oder eine besondere Laufkatze, s. Fig. 435. In diesem Fall ist es zweckmäßig, eine Sicherung anzuwenden, die verhindert, daß die Pfanne zu früh umschlägt; Fig. 436 und 437, die den Querschnitt zu Fig. 435 in vergrößertem Maßstabe wiedergeben, zeigen eine einfache Lösung hierfür.

Drehscheiben auf der Laufkatze der Gießkrane, wie bei den vorher beschriebenen Ausführungen, finden sich, obwohl sie die beste Lösung darstellen, doch im allgemeinen nur

Fig. 438.

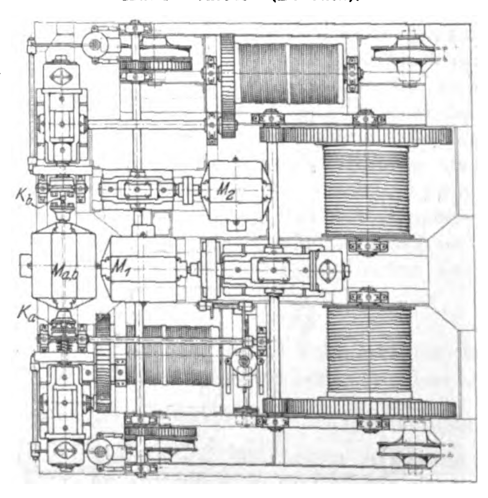
Gießkrankatze mit zwei Hülfswindwerken und zwei getrennten Hülfshubmotoren (Bechem & Keetman).



selten, da sie nicht unerhebliche Mehrkosten verursachen; man begnügt sich vielfach damit, die Pfanne im Querstück drehbar aufzuhängen und sie dann durch die Bedienungsmannschaft kippen zu lassen. In einer Reihe von Fällen, wo aus erheblicher Höhe ausgegossen wird, ist das aber nicht angängig; der Wunsch, die Pfanne auch hier nicht nur nach einer Richtung kippen zu können, hat dazu geführt, auf der Katze zwei Hülfswindwerke aufzustellen, so daß die Pfanne nach zwei durchweg unter 90° gegeneinander versetzten Richtungen gekippt werden kann. Die Pfanne

Fig. 439.

Gießkrankatze mit zwei Hülfswindwerken und einem gemeinsamen Hülfshubmotor (Benrath).



wird dann mit dem sie tragenden Querstück in dem Gehänge gedreht, was meist durch die Arbeiter vom Hüttenflur aus geschieht, und dann greift der Haken eines der beiden Hülfswindwerke in den Kipphaken an der Gießpfanne ein und bringt sie zum Kippen. Solche Einrichtungen werden von fast allen Hebezeugfirmen gebaut; Fig. 438 zeigt den Grundriß einer Ausführung von Bechem & Keetman mit getrennten Motoren M_a und M_b für die Hülfswindwerke, Fig. 439 den einer Ausführung von Benrath, bei der für die Hülfswindwerke ein und derselbe Motor $M_{a,b}$ verwende

Fig. 440 und 441.

Drehbares Gießpfannengehänge mit Kugellagerung (Zobel, Neubert & Co.).

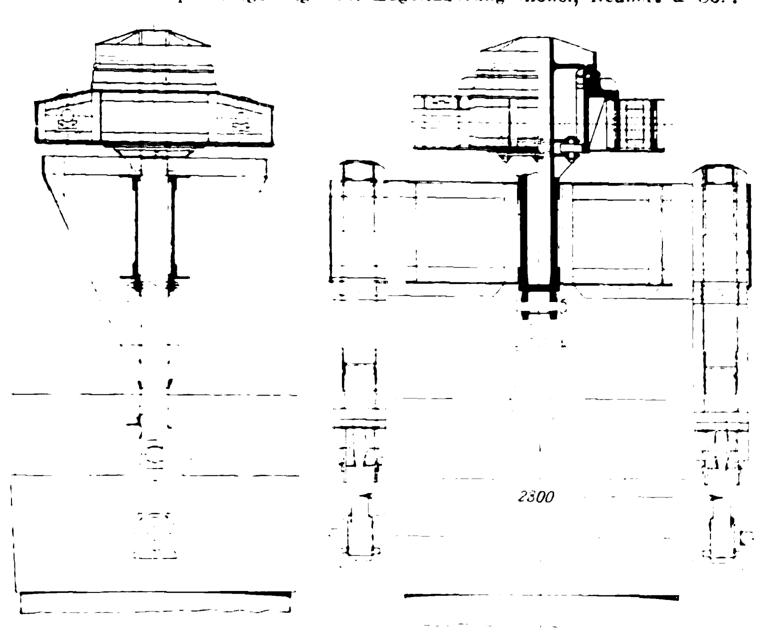
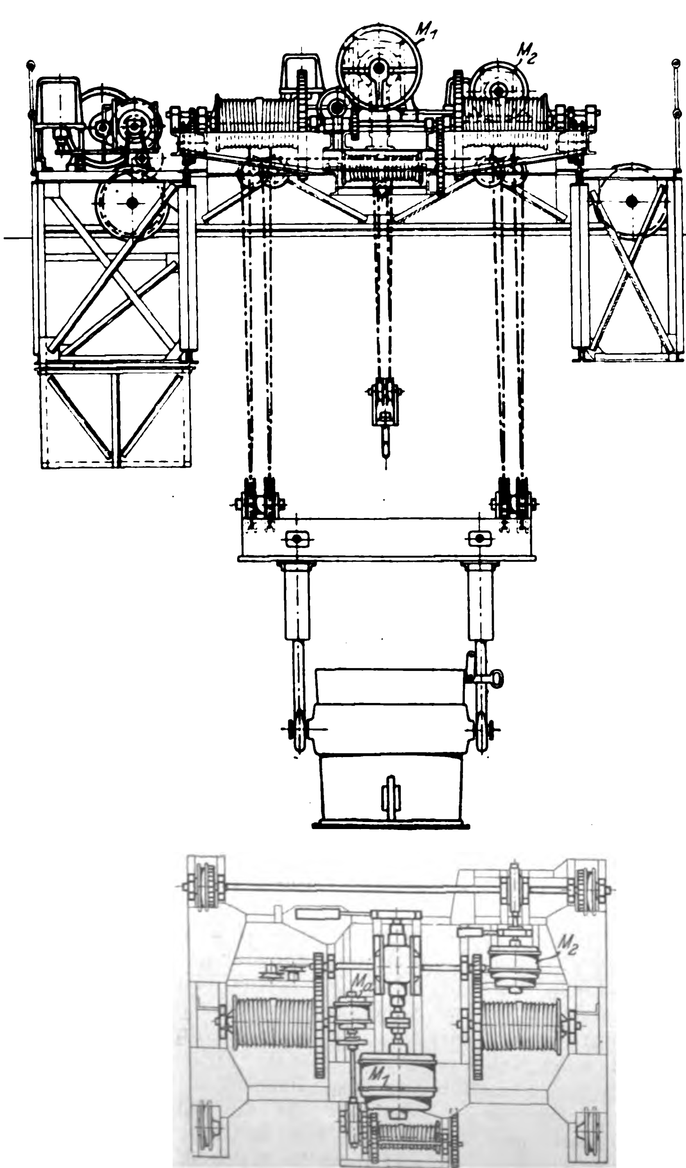


Fig. 442 und 443.

Gießkrankatze mit doppeltem Seilzug (Augsburg-Nürnberg).



ist[1]), der durch Kupplungen K_a oder K_b auf das jeweils gebrauchte Hülfswindwerk geschaltet wird. In beiden Fällen treibt M_1 das Hauptwindwerk und M_2 das Katzenfahrwerk.

Größere Pfannen erfordern gut durchgebildete Gehänge, in denen sie zweckmäßig, wenn eine Drehbewegung der Pfanne möglich sein soll, auf Kugeln gelagert werden. Fig. 440 und 441 zeigen ein von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden ausgeführtes Gehänge, das in dem an Ketten hängenden Querstück untergebracht ist. Außer dem Pfannenbügel ist auch noch ein Hülfshaken vorhanden, so daß das Pfannenwindwerk auch für andere Zwecke benutzt werden kann.

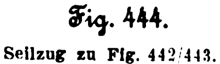
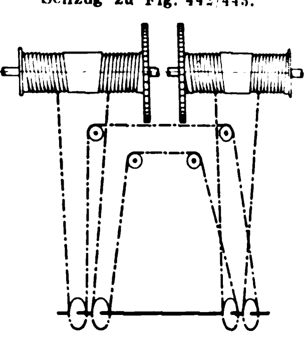


Fig. 444.

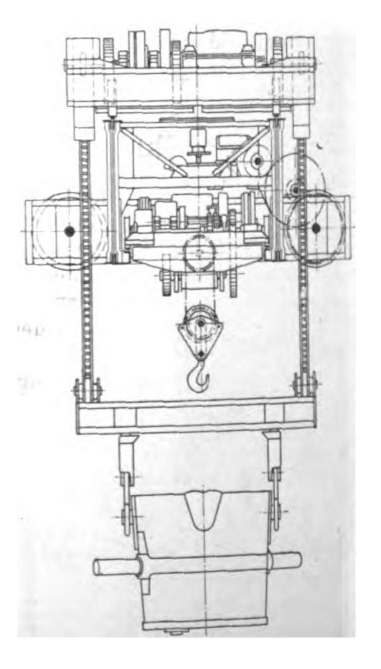
Seilzug zu Fig. 442/443.



Eine wirksame, aber teuere Aufhängung des Querstückes zeigt die Katze eines Gießkranes, den das Nürnberger Werk der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gebaut hat, Fig. 442 und 443. Das Querstück, an dem die Pfanne hängt, wird dabei von zwei Seilzügen getragen, deren Enden sich auf den beiden Trommeln mit gegenläufigen Rillen aufwickeln und deren Mitten über zwei Paare von Ausgleichrollen geführt sind, s. den Seilzug Fig. 444. Jeder der beiden Seilzüge reicht für sich aus, um die Höchstlast zu heben; bei Schadhaftwerden eines Seilzuges dient also der andere als Sicherheitsseil. Auf der Katze ist noch ein Hülfswindwerk M_a für den Kipphaken untergebracht. Die Katze wird, da die Seilrollen an den Enden des Querstückes angeordnet sind, ziemlich breit, und die Hauptträger der Kranfahrbahn rücken dadurch weit auseinander; bei Kranen mit größerer Belastung geht man daher, wie auch Fig. 436 bereits zeigte, dazu über, das Querstück so lang zu machen, daß die Aufhängung außerhalb des Kranträgers liegt; die Trommeln der Hubwinde werden dann auf überstehenden Kragstücken des Laufkatzenrahmens aufgebaut, wie Fig 445, ebenfalls eine Ausführung der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, zeigt. Als Huborgan sind hier Ketten gewählt, da sich dabei die Konstruktion einfacher gestaltet. Eine Hülfskatze für 10 t Tragfähigkeit, die neben andern Arbeiten auch das Kippen der Pfanne besorgt, läuft innerhalb des kastenförmigen Laufkranträgers in der Höhe des Untergurtes. Aehnliche Konstruktionen werden auch von den übrigen Firmen des Hebezeugbaues, wenn auch nicht immer unmittelbar für Gießzwecke, gebaut.

Fig. 445.

Gießkrankatze mit Aufhängung außerhalb der Kranträger (Augsburg-Nürnberg).

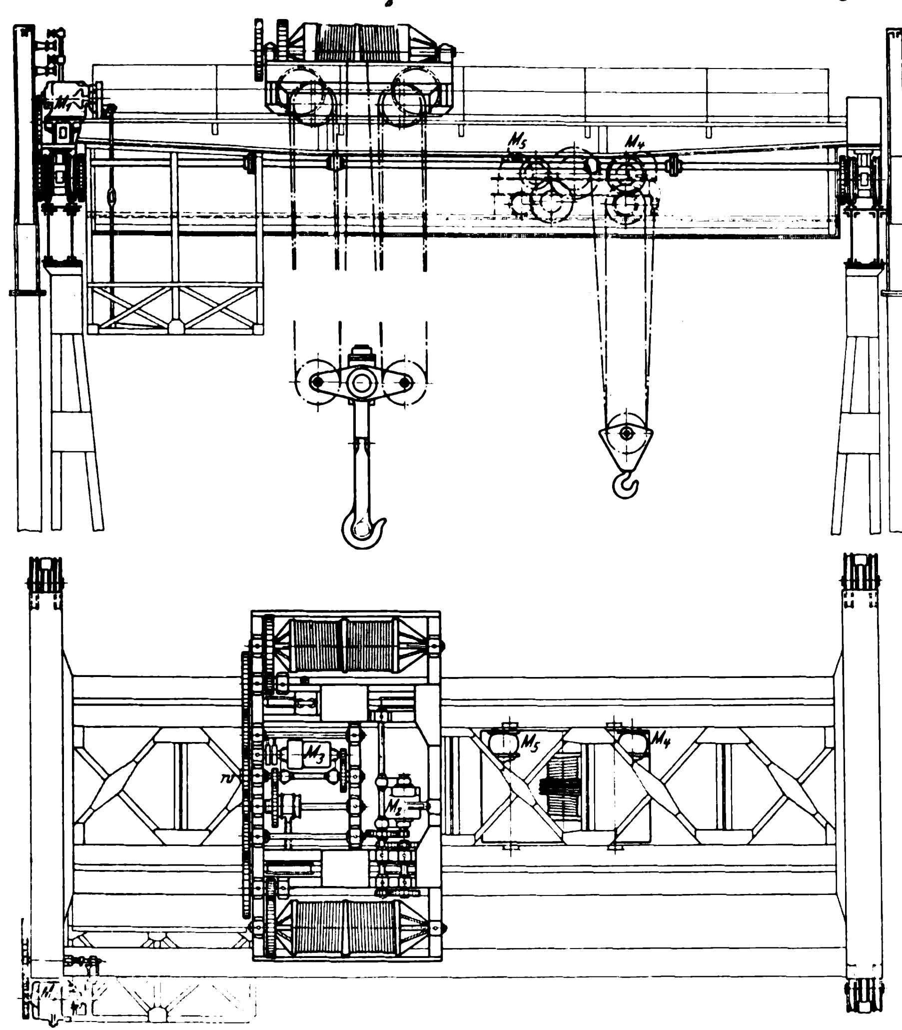


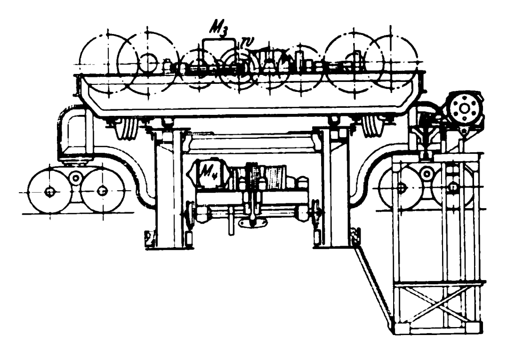
Ein Gießkran von besonders großer Tragkraft, 100 t, den die Wellman Seaver Engineering Co. in Cleveland, O.,

[1]) D. R. P. 176270.



Fig. 446 bis 448. Gießkran für 100 t Tragkraft (Wellman-Seaver).





für das Stahlwerk von Vickers, Sons & Maxim, Ltd, in Sheffield gebaut hat und außerdem besonders für Werke mit Talbot-Oefen ausführt, ist in Fig. 446 bis 448 wiedergegeben[1]). Beachtenswert ist hier vor allem die Aufhängung des Querstückes, an dem die Pfanne hängt, in 24 Seilen zweier einfacher Seilzüge, deren Lauf durch Fig. 449 und 450 verdeutlicht ist. Die beiden Seiltrommeln je mit doppeltem, gegenläufigem Seilgang sind auch hier auf dem über die Haupt-

Fig. 449 und 450. Seilzug zu Fig. 446 bis 448.

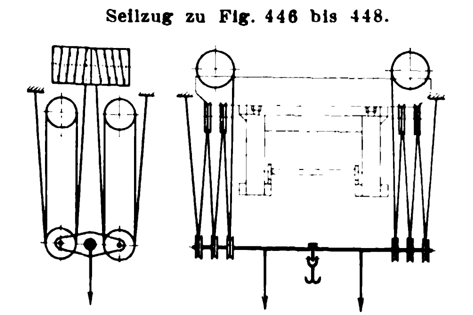
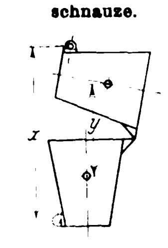


Fig. 451. Kippen durch Doppelhubwerk mit feststehender Pfannenschnauze.



träger des Laufkranes beiderseits hinausreichenden Katzenrahmen so weit nach außen verlegt, daß die Seile außerhalb der Hauptträger hängen. Die Hülfskatze, die für hohe Arbeitsgeschwindigkeiten eingerichtet ist, läuft wiederum im Innern der Hauptträger in der Höhe des Untergurtes, s. Fig. 446 und 447; sie übernimmt zweckmäßig alle Hülfsarbeiten. Die Seiltrommeln werden durch einen gemeinsamen Motor mit mehrfachen Stirnrädervorgelegen angetrieben; durch ein Zwischenrad w wird eine entgegengesetzte Umlaufrichtung der beiden Trommeln erreicht. Die Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorstärken dieses Kranes sind:

Kranfahren 45,70 m/min .	$M_1 =$ 50 PS
Katzenfahren 15,25 m/min .	$M_2 =$ 25 »
Heben mit voller Last (100 t) 2,44 m/min	$M_3 =$ 100 »
Fahren der Hülfskatze 30,50 m/min	$M_4 =$ 5 »
Heben der Hülfswinde (25 t) 7,62 m/min	$M_5 =$ 50 »

Beachtenswert ist, daß bei sämtlichen Motoren lediglich Stirnrädervorgelege verwendet sind (vergl. die Ausführungen über Beschickeinrichtungen, Z. 1906 S. 1856). Auch hier ist der Haken für die Gießpfanne mit einer Vorrichtung zum Sichern der Pfanne gegen Umkippen versehen.

Ein Kran mit in gleicher Weise seitlich überkragender Katze und mit auf dem Untergurt des Kranträgers laufender Hülfskatze, bei dem aber der geringeren Tragfähigkeit, 75 t, wegen das Querstück nur in 12 Seilen hängt, ist von der Shaw Electric Crane Co. in Muskegon, Mich., für verschiedene amerikanische Maschinenwerke geliefert worden[1]); die Geschwindigkeiten der Hauptkatze sind dabei etwas größer gewählt.

Bereits bei dem Stuckenholzschen Gießkran, Fig. 424 bis 426, war eine Einrichtung getroffen, um die Schnauze der Gießpfanne beim Kippen an einem Punkte festzuhalten, die Pfanne also um die Spitze der Schnauze zu kippen. Diese Kippart ist sehr erwünscht, wenn es sich um kleine Eingußöffnungen handelt, und sie erleichtert außerdem die Arbeit des Kranführers; anderseits muß das Kippen stets in derselben Höhe erfolgen. Diese Bedingung des Kippens um die stehenbleibende Schnauze kann auch durch Anwendung eines Hülfshakens gelöst werden, der bei der Kippbewegung mit einer größeren Geschwindigkeit gehoben wird als der Haupthaken. Wie Fig. 451 zeigt, muß dann das Verhältnis der Geschwindigkeiten $\frac{x}{y}$ sein.

Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden leiten dabei die Bewegung des Hülfswindwerkes von dem Hauptwindwerk mit einer dem Verhältnis $\frac{x}{y}$ entsprechenden Zwischenübersetzung ab[2]), Fig. 452, und haben zu diesem Zweck eine elektromagnetische Kupplung K zwischen Haupt- und Hülfswindwerk eingebaut. Ein besonderer schwacher Hülfsmotor M_K besorgt das schnelle Heben oder Senken des Kipphakens unabhängig vom übrigen Betrieb der Katze. Zu diesem Zwecke sitzen das zweite und dritte Zahnrad dieses Hülfstriebes lose auf der Vorgelegewelle des Hauptwindwerkes, auf der die eine Kupplungshälfte fest angebracht ist, während die zweite Hälfte auf dem die beiden Zahnräder tragenden Rohre sitzt und auf ihm in der Achsenrichtung ver-

[1]) nach The Engineer 1901 Bd. I S. 239.

[1]) The Iron Age 1906 S. 24.

[2]) D. R. P. 188 638.

Fig. 452.

Gießkrankatze mit vom Hauptwindwerk angetriebenem Hülfswindwerk (Zobel, Neubert & Co.).

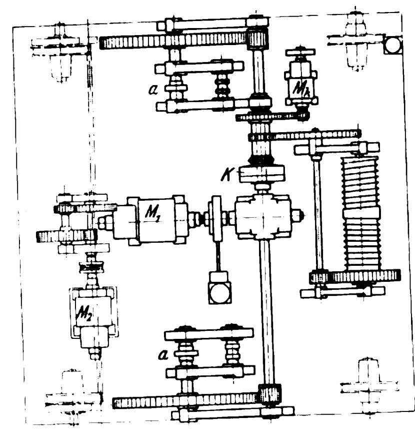
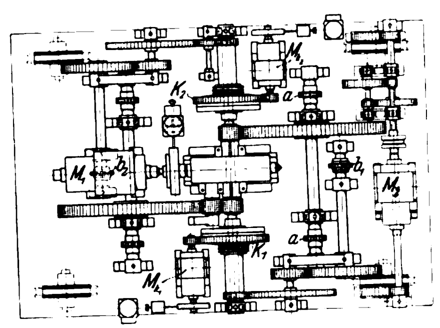


Fig. 453.

Gießkrankatze mit zwei vom Hauptwindwerk angetriebenen Hülfswindwerken (Zobel, Neubert & Co.).

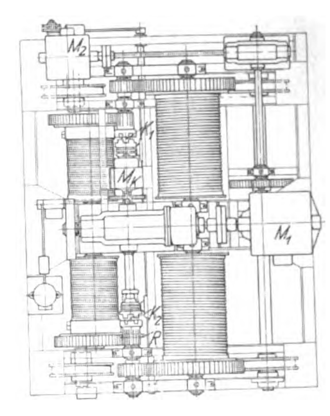


schieblich ist. Das Hauptwindwerk arbeitet mit zwei Kettennüssen a, das Kippwindwerk mit einem doppelten Seilgang. Fig. 453 zeigt eine nach dem gleichen Grundgedanken gebaute Katze, bei der jedoch zwei Hülfswindwerke vorhanden sind, so daß die Pfanne nach zwei um 180° versetzten Seiten gekippt werden kann. Zu dem Hauptwindwerk gehören die beiden Kettennüsse a, zu den beiden Hülfswindwerken die Kettennüsse b_1 und b_2 sowie die elektromagnetischen Kupplungen K_1 und K_2 und die Hülfsmotoren M_{K_1} und M_{K_2}.

Die Benrather Maschinenfabrik kuppelt das Hülfswindwerk, Fig. 454, das zwei Trommelhälften besitzt, durch normale Klauenkupplungen mit dem Hauptwindwerk. Die eine Trommelhälfte ist durch die Kupplung K_2 für gewöhnlich immer eingeschaltet; dann wird der Kipphaken mit derselben Geschwindigkeit gehoben oder gesenkt wie der Hauptbaken. Wird mittels der Kupplung K_1 die zweite Trommelhälfte noch dazu geschaltet, so wird die Geschwindigkeit des Kipphakens im Verhältnis $\frac{x}{y}$ geändert; die Pfanne wird dann gekippt. Man kann auch mittels des Handrades R die Kupplung K_2 ausschalten und lediglich mit dem Haupthaken arbeiten. Handelt es sich endlich um leichte Lasten bei Hülfsarbeiten, bei denen man hohe Geschwindigkeiten anwenden will, so kann man den Hülfshaken ganz senken, den Haupthaken dabei in etwa halber Höhe belassen Schaltet man nun K_1 und K_2 ein und hängt die Last an den Hülfshaken, so läuft zwar der Haupthaken leer mit, dafür hat man aber den Vorteil einer $\frac{x}{y}$-fachen Hubgeschwindigkeit. Der Hülfshaken kann durch den Haupthaken nicht behindert werden, da der Haupthaken stets vor dem Hülfshaken herläuft.

Fig. 454.

Gießkrankatze mit aus zwei Trommelhälften bestehendem Hülfswindwerk (Benrath).



Bei einer neueren Ausführung ist auf Wunsch des Bestellers noch ein besonderer Motor von gleicher Stärke wie der Haupthubmotor angebaut worden, der die Kipptrommel mit großer Geschwindigkeit antreiben kann, wenn die Kupplung mit dem Hauptwindwerk gelöst ist; der Haupthaken steht dann still. Mit diesem Motor kann dann auch durch Heben des Kipphakens die Pfanne unter allen Umständen entleert werden, falls etwa am Hauptwindwerk oder der Kupplung ein Unfall eintreten sollte.

Neuere Textilmaschinen mit Berücksichtigung der jüngsten Ausstellungen.

Von G. Rohn.

(Fortsetzung von S. 1788)

Kettenfadenwächter.

Unter den Neuerungen an ausgestellten Webstühlen will ich die Kettenfadenwächter, die ebenfalls in Tätigkeit vorgeführt wurden, nicht unerwähnt lassen. Diese Einrichtungen, welche beim Bruch eines Kettenfadens den Webstuhlantrieb selbsttätig abstellen, also den Antriebriemen zu verschieben oder den Elektromotor auszuschalten haben, sind für ununterbrochen webende Stühle mit Spulen- oder Schützenauswechslung eine Notwendigkeit; sie werden aber auch mit der zunehmenden Arbeitgeschwindigkeit der Webstühle selbst nötig. Es ist eine wesentliche Aufgabe des den Webstuhl bedienenden Arbeiters, zur Erzielung fehlerfreier Ware auf gleichmäßige Instandhaltung der Kettenfäden zu achten, bei einem während der Fachbildung beobachteten Bruch eines Kettenfadens also den Stuhl sofort abzustellen und den gerissenen Faden dann wieder anzuknüpfen; dazu ist aber bei der neuerdings auch bei gewöhnlichen Webstühlen eingeführten Bedienung zweier Stühle durch eine Person nicht mehr genügend Zeit, und der Kettenfadenwächter muß hier einspringen. Diese Fadenwächter sind sowohl mechanische, d. h. ihre Wirkung beruht auf dem Zusammenarbeiten rein mechanischer Mittel, als auch elektrische, wobei durch den Bruch eines Fadens Stromschluß hergestellt wird, der die Abstellung vermittelt.

Der Northrop-Stuhl hat einen mechanischen Kettenfadenwächter[1]), den Fig. 185 in schematischer Anordnung darstellt; hierzu gibt Fig. 186 das Schaubild der in dem Webstuhl hinter dem Geschirr einzubauenden Fadenfühler-Vorrichtung, wie sie von den Crompton & Knowles Loom Works in Worcester, U. S. A., ausgeführt wird. Man sieht, daß jeder Kettenfaden durch das Auge eines senkrecht geführten Bleches b geht, welche Bleche bei dicht eingestellten Webketten in 2 Reihen angeordnet sind. Reißt ein Faden, so fällt sein Blechstreifen herunter und legt sich vor eine

[1]) Vergl. Z. 1896 S. 149; hier ist die neueste Ausführung dargestellt.

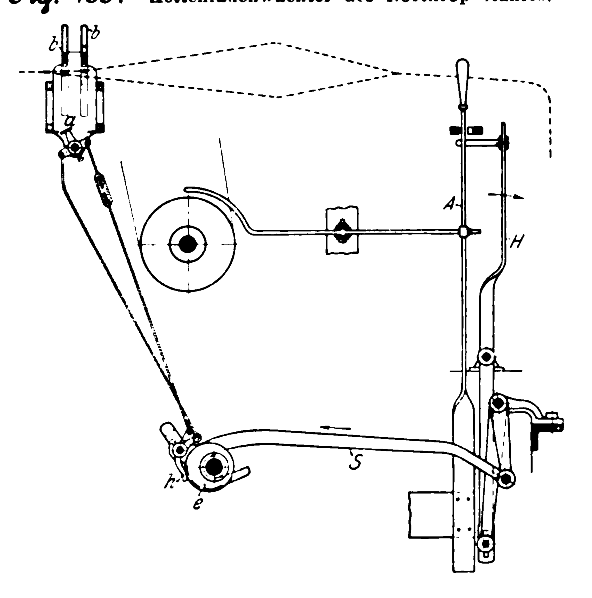


schwingende Schiene a, deren Bewegung er hindert[1]. Nun wird durch das auf der Schlagwelle des Stuhles sitzende Exzenter e, das die Schwingungen der Schiene a durch die kleinen Hebel h herbeiführt, die die Kurbelwelle hakenartig umfassende Stange S, an der die Hebel h nicht mehr ausweichen können, zurückgezogen, der Feststellhebel H des federnden Ausrückers A dadurch in der Richtung des Pfeiles bewegt, der Ausrücker A somit frei und der Riemen auf die Leerscheibe übergeführt.

Die zahlreichen Einrichtungen dieser Art[2] gründen sich fast alle darauf, daß die fallenden Fadenfühlerplatinen eine Bewegung aufhalten, die sich dann nach einer andern Seite äußern muß[3]. Bemerkt sei noch, daß der Fadenwächter bis zu einer Einstellung von 24 Fäden auf etwa 9 mm benutzt wird, wonach ein Urteil über die geringe Dicke der Fadenfühlbleche mit dem Zwischenraum möglich ist[4].

Von den zahlreichen elektrischen Kettenfadenwächtern[5] beschreibe ich den in Reichenberg und Tourcoing vorgeführten Wächter von Friedr. Pick in Nachod[6]. Fadenfühler (Blechstreifen) werden hier nicht benutzt, sondern in den einzelnen Webschäften sind die Litzen senkrecht beweglich. Fällt nun beim Bruch eines Fadens die entsprechende Litze, so legt sie sich unten auf einen nach dem oberen

Fig. 185. Kettenfadenwächter des Northrop-Stuhles.



Teil des Schaftes gehenden Draht, der dort an den Stromkreis einer Elektrizitätsquelle angeschlossen ist. Beim Niedergehen der Schäfte schließen Bolzen, die am oberen Gestellriegel befestigt sind und von denen aus Leitungen nach einem Elektromagneten gehen, den Strom, wobei eine Knagge gehoben und damit der federnde Ausrückhebel frei gemacht wird.

[1]) Diese Einrichtung ist beim Northrop-Stuhl der Elsässischen Maschinenbaugesellschaft (vergl. Z. 1903 S. 1346 m. Abb.) etwas abgeändert. vergl. D. R. P. Nr. 147897.

[2]) Vergl. D. R. P. Nr. 31218 (Thornton), 90052, 103549 und 106408 (Dustin), 155372 (Automatic Loom Co), 162319 und 163027 (Renger & Herzog), 164102 (Mather & Platt), 164104 (Spörl), 166511 (Knobel & Zipfel), 173003 (Blumer), 188226 (Schatz), 188813 (Zill); vergl. auch Text. Manuf. 1905 S. 193 m. Abb. (Boyne) und Uhlands techn. Rundschau Ausg. Text. 1905 S. 3 m. Abb. (Keighley).

[3]) Vergl. hierzu D R. P. Nr. 133875 (Güsken) und 103185 (Wilkinson), wo dies in andrer Weise stattfindet.

[4]) Vergl. hierzu D. R. P. Nr. 162132 und 174348 (Whitney), wobei der schräge Fadendurchgang erleichtert wird, und D R P Nr. 162942 und D. R. G. M. Nr 218174 (Baumgartner).

[5]) D. R. P. Nr. 108103 (Horn), 109311, 109767 und 141852 (Kip), 152097 und 164418 (Chaine), 175280 (Knobel & Zipfel), 162133, 176729, 179118 und 179119 (Whitney), 178084 und 179085 (Pluzanski), 183267 (Velin) in Text. Manuf. 1904 S. 411 m. Abb. (Caldwell-Gillard).

[6]) D. R. P. Nr. 117571, 178967, 183021 und 185825; vergl. Text. Manuf. 1906 S. 233 und L'Industrie text. 1906 S. 308 mit Schaubildern von Webstühlen mit diesem Kettenwächter.

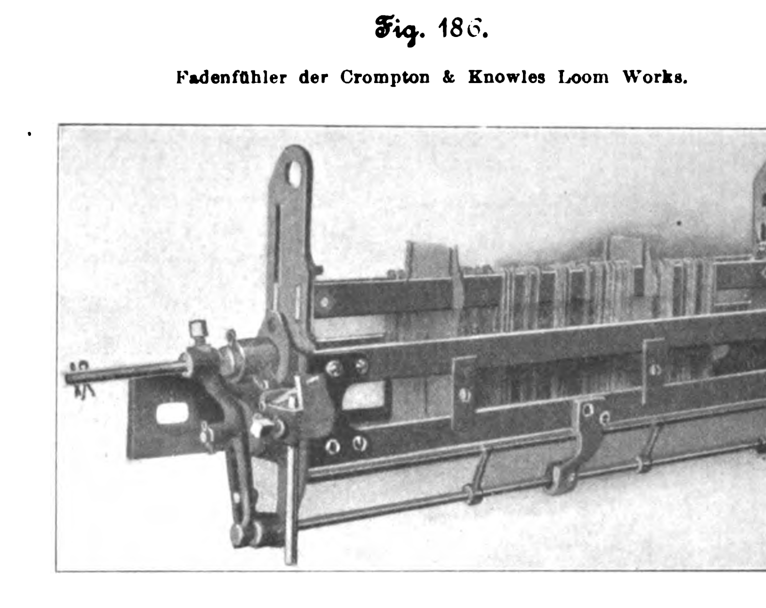
Wenn der Webstuhl abgestellt ist, kann es vorkommen, daß die Fadenbruchstelle im Fach nicht gleich sichtbar ist. Um dem abzuhelfen, ist am Handgriff des Ausrückhebels ein Taster angebracht. Wird er niedergedrückt, so rückt trotz Fadenbruches der eingerückte Stuhl nicht wieder aus, sondern arbeitet weiter, bis der lose gewordene gerissene Faden zum Vorschein kommt.

Der elektrische Kettenwächter kann infolge Verschmutzens leicht versagen. Bei der mechanischen Abstellung ist bei Unterbringung der Fühler im Webgeschirr ein sicherer Schaftgang Bedingung, weshalb seitlich geführte Rahmen für die Schäfte benutzt werden[1]).

Am Stand der Northrop-Stühle war in Reichenberg auch zeitweilig die Webketten-Andrehmaschine von R. Berthold Sohn in Reichenberg[2]) im Betriebe. Die nach dem Abweben einer Webkette an die übrig gebliebenen Fadenenden anzusetzenden Fadenanfänge der neuen Webkette werden dabei durch Zusammenzwirnen, wie es sonst mit der Hand erfolgt, verbunden, Faden um Faden, wie sich deren Aufeinanderfolge durch die aneinander gebrachten Fadenkreuze ergibt. Hat die Bertholdsche Maschine, an deren Ausbildung auch G. Hiller in Zittau beteiligt ist, noch keine erheblichere Verbreitung gefunden, so ist dies mit der Ketten-

Fig. 186.

Fadenfühler der Crompton & Knowles Loom Works.



Anknüpfmaschine von Barker & Colman in Manchester[3]) anders, die jetzt in den Hauptorten der Webereibezirke praktisch vorgeführt wird. Die Maschine, welche umfangreicher als die Bertholdsche Andrehmaschine ist, knotet das Fadenende und den Fadenanfang nach Art des bekannten Handknotenbilders von Barker zusammen, gibt also eine haltbarere Verbindung. Es sollen mit der Maschine minutlich bis 250 Fäden angeknüpft[4]) werden.

Auf der Ausstellung in Tourcoing war eine Vorrichtung zum Einziehen von Kettenfäden in ein neues Geschirr und Blatt nach Veillets Angaben von J. Barlet in St. Etienne[5]) zu sehen. Diese Vorrichtung kommt natürlich nur beim Einsetzen eines neuen Geschirres mit Blatt in Betracht, wird also weniger gebraucht als die vorher erwähnten.

Bei mechanischen Webstühlen findet man in neuerer Zeit mehrfach elektrischen Einzelantrieb. Dabei wird der Motor nur noch selten unten aufgestellt und nicht mehr Riemen-, sondern Zahnradantrieb angebracht. Das macht

[1]) Vergl. D. R. P. Nr. 106408 (Dustin) und die für solche Schaftrahmen eingerichtete Schaftmaschine von Schwabe, D. R. P. Nr. 98596.

[2]) D. R. P. Nr. 100503, 114879, 121511, 122757, 125445, 130032 und 146249.

[3]) Beschreibung mit Abbildungen im Text. Manuf. 1906 S. 304.

[4]) Ein guter Webkettenandreher bringt es dagegen nur auf etwa 25 Fäden, die Bertholdsche Maschine auf 50 Fäden.

[5]) Beschreibung in der Leipziger Monatschr. für Textilind. 1906 S. 276 m. Abb.



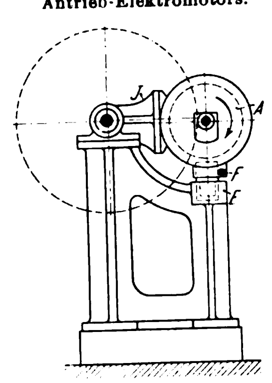


Fig. 187. Elastische Aufhängung des Antrieb-Elektromotors.

eine elastische Aufhängung des Elektromotors nötig. Eine Einrichtung dieser Art von Briquet & Lorthiois zeigt Fig. 187. An einem um die Kurbelwelle drehbaren Arm *J* hängt der Motor *A*, der sich unter Einfügung eines elastischen Zwischenmittels auf den Bock *E* stützt. Der Strom wird bei *F* zugeleitet. Der beim Einrücken auftretende plötzliche Zahndruck wird elastisch aufgefangen [1]).

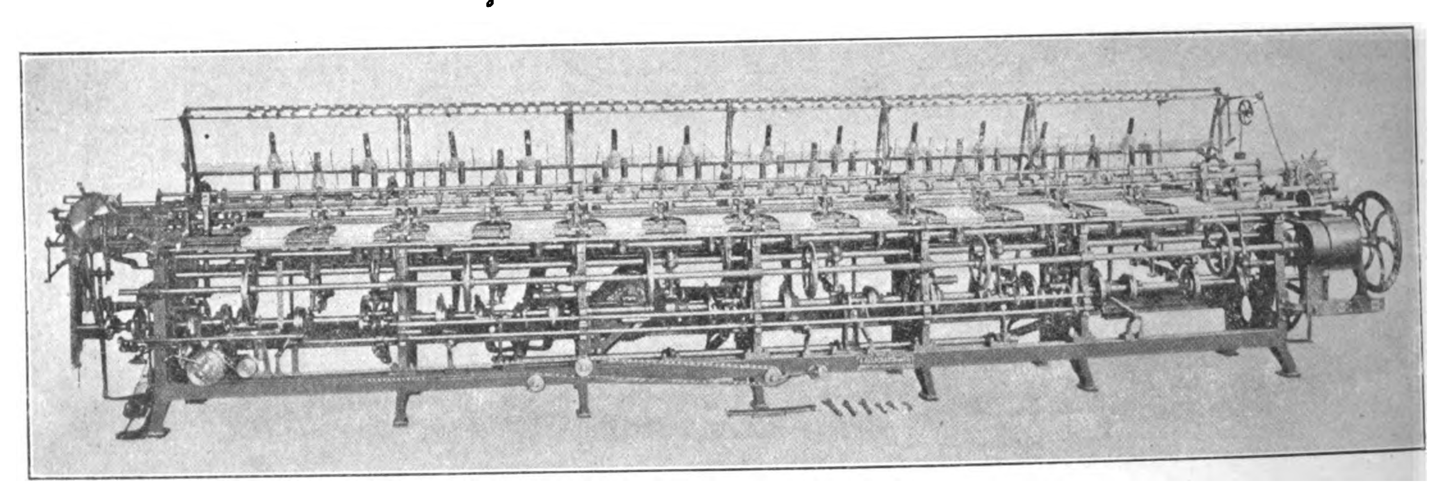
Wirk- und Strickmaschinen.

Die Herstellung gestrickter Bekleidungsgegenstände hat sich, seit solche auch an Stelle der nur aus Gewebestücken zusammengenähten verwendet werden, zu einem bedeutenden Zweige der deutschen Textilindustrie [2]) entwickelt, und die deutsche Strick- und Wirkmaschinenindustrie weist eine große Ausfuhr nach fremden Ländern auf.

Wenn auch die Bestrebungen, gewirkte Stoffe für Oberkleider herzustellen, wie sie in dem 1885 in Görlitz ausgestellten Kettenwirkstuhl von McNarry und dem 1890 in Paris vorgeführten Millar-Loom zum Ausdruck gelangt sind, keinen Erfolg gehabt haben, da gewirkter Stoff leicht zusammenschrumpft, so kommt dagegen für Unterkleider, die faltenlos anliegen sollen, also nachgiebig sein müssen, wie Hemden, Hosen, Jacken usw., der gewirkte Stoff immer mehr in Anwendung, einesteils in der Form zusammengenähter gewirkter glatter und schlauchförmiger Teile, andernteils in fertig gestrickter Form. Die gewirkten Stoffe, die mit sogen. Hakennadeln erzeugt werden, unterscheiden sich von den durch Zungennadeln hergestellten, bei denen der Haken durch eine gelenkig eingefügte Zunge geschlossen wird, statt daß das federnde Hakenende niedergepreßt wird, in der Hauptsache durch die größere Feinheit der Maschen, bedingt durch die Möglichkeit der dichteren Nadelstellung [3]).

Die Ausstellungen zeigten alle Arten von Wirk- und Strickmaschinen mit flacher oder Kreisanordnung der Nadelreihen. Diese Maschinen werden in erster Linie für vergrößerte Leistung, oder bei derselben Leistung für verminderte Bedienung ausgebildet, in zweiter Linie für die Herstellung neuer Muster für die Fadenverschlingung und die selbsttätige Anfertigung der verschiedensten Formen von Einzelstücken. Die erste Richtung führt zu vielfacher Anordnung der Arbeitsköpfe bei Rundstühlen [1]), also zu großen Durchmessern der Nadelkränze, bei in gerader Linie arbeitenden, also flachen Stühlen zu großer Länge derselben. So werden flache Wirkstühle bis zu 24 Arbeitstellen oder Köpfen gebaut. Eine Maschine dieser Art, deren Ausbildung zum nicht geringen Teile die Ausfuhrfähigkeit der Chemnitzer Wirkmaschinenindustrie gegenüber den fremdländischen erhöhten Einfuhrzöllen zu danken ist, zeigt Fig. 188. Es ist dies das Bild einer in Reichenberg ausgestellt gewesenen 12 teiligen Flachwirkmaschine, Bauart Cotton, kurz Cotton-Maschine genannt, für Strumpflängen, d. h. das Umhüllstück für das Bein und den Fuß flach auseinander gelegt, von G. Hilscher in Chemnitz. Die Maschine wirkt diese durch Zusammennähen der Seitenränder einen fertigen Strumpf bildenden Stücke nicht nur glatt, sondern auch reihenweise mit aufeinander folgend verschiedenen Farben, sogenannte Ringelware, bis sechsfarbig und mit Hülfe von Wendeplatinen auch mit entsprechenden Längsstreifen. Die Maschine arbeitet dabei mit einer Geschwindigkeit von minutlich 54 Reihen in einem Stück bei glatter Ware, sie bildet also in jedem Kopf minutlich etwa 1500 Maschen. Ausgeführt wird die Maschine auch für die Herstellung der sogen. Deckelkeilfersen [2]), um die ganze Strumpflänge auch mit dem Fersenansatz in einemmal, ohne daß die Stücke wie sonst abgenommen und zum Wirken der Fersen frisch aufgenadelt würden, auf der Maschine arbeiten zu können.

Fig. 188. 12 teilige Cotton-Wirkmaschine von Hilscher.



Dieses Wirkverfahren ist zwar schon älter [3]), hat sich aber erst in neuerer Zeit mehr eingebürgert.

Die Flachstrickmaschinen haben sich durch die Einrichtung zur selbsttätigen Minderung ein immer größeres Anwendungsgebiet errungen, und große Strickereifabriken werden ganz mit solchen Maschinen für motorischen Antrieb ausgerüstet. Auf der Mailänder Ausstellung zeigte die Schweizer Strickmaschinenfabrik Ed. Dubied & Co. in Couvet eine Zusammenstellung (14 Maschinen) der verschiedenen Ausführungen. Von diesen stellt Fig. 189 eine Strickmaschine großer Breite (bis zu 160 cm) dar, wobei die Nadelreihe in Teilen ihrer Breite mehrfach arbeitet, also Längsstreifen, die verschiedenfarbig sein können, gestrickt werden. Die Maschine strickt Hemdenrumpfteile gleich mit den Einschnitten der Aermellöcher, kann aber auch mehrere einzelne getrennte Warenstücke herstellen und arbeitet mit 100 Reihen in der Minute. Sie hat selbsttätigen Warenabzug und selbsttätige Abstellung beim Bruch eines Fadens und bei Spulenablauf sowie bei Warenabfall und großen Knoten im Garn und wird auch mit einer

[1]) Man benutzt hierzu auch Reibkupplungen wie bei den Tuchstühlen: vergl. S. 1660 und die Fußnote in meinem Düsseldorfer Ausstellungsbericht Z. 1903 S. 1348 rechts, sowie den Elektromotor-Antrieb mit Rutschkupplung der Siemens-Schuckert-Werke in Berlin.

[2]) Vergl. den Aufsatz über diese Industrie Z. 1894 S. 1136 m. Abb.

[3]) Vergl. Z. 1894 S. 1139 m. Abb.

[1]) Z. 1891 S. 74 und 1897 S. 1083, 1458 m. Abb.

[2]) D. R. G. M. Nr. 170220; die Stuhleinrichtung gibt D. R. P. Nr. 165659; vergl. auch D. R. P. Nr. 165660 (Stärker) auf eine ähnliche Einrichtung.

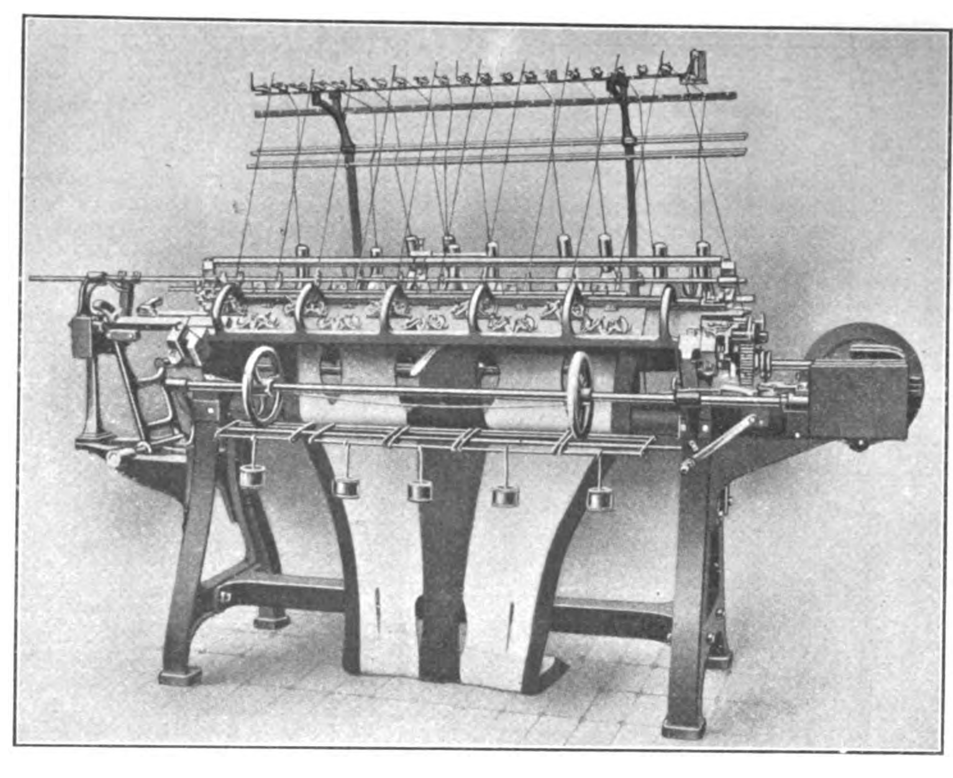
[3]) D. R. P. Nr. 34780 (Drechsler). Der Gegenstand dieses Patentes ist in Deutschland eigentlich nochmals patentiert worden (vergl. D. R. P. Nr. 73284 (Woodward), was mit Rücksicht auf die strenge Vorprüfung auffällt. Der Erwerber des letztgenannten Patentes ist durch dessen Vernichtung infolge eines von ihm nicht verschuldeten Versehens zu Schaden gekommen.



Zähluhr zur selbsttätigen Abstellung nach einer bestimmten Umlaufzahl geliefert. Wie bemerkt, können auf diesen breiten Maschinen mehrere Stücke nebeneinander hergestellt werden; die Maschine arbeitet dann gewissermaßen mehrköpfig, jedoch sind dabei die Köpfe untereinander an das zu strickende Muster gebunden. Für große Leistungen und zum unabhängigen Arbeiten werden die Strickmaschinen mehrköpfig ausgeführt. Fig. 190 zeigt eine vierköpfige Flachstrickmaschine der mit der genannten Schweizer Firma in Größe und Leistungsfähigkeit in Wettbewerb stehenden Wirkmaschinenfabrik von Seyfert & Donner in Chemnitz. Der die Nadeln hebende Schlitten mit den durch Musterketten für das Stricken verschiedener Bindungen einzustellenden Schloßteilen wird hier durch eine Kurbel mittels einer Längsschiene für alle Schlitten gleichzeitig hin- und herbewegt. Bei den in Mailand ausgestellten Dubiedschen Maschinen findet sich dagegen für jeden Kopf eine endlose Kette angeordnet[1]), an welcher die Lenkstange für den Schlitten angeschlossen ist. Die Dubiedschen Strickmaschinen haben Bürsten zum Oeffnen der Nadelzungen und eine Vorrichtung zum Nadelschutz, welche verhindert, daß die Nadeln in den Bereich der unteren Spitze der Nadelhebel kommen und dabei zerbrechen. Bei den Musterketten ist eine Vorrichtung vorhanden, die die Kette nur alle 10 Umläufe steuert, wenn während dieser Zeit keine Veränderung im Muster stattfindet. Die Feinheit wird bei der Dubiedschen Strickmaschine gegenüber der englischen Angabe in empfehlenswerter Weise nach dem metrischen System bezeichnet, und zwar wird die Teilung nach Zehntelmillimetern gerechnet, so



Fig. 189. Motorstrickmaschine von Ed. Dubied & Co.

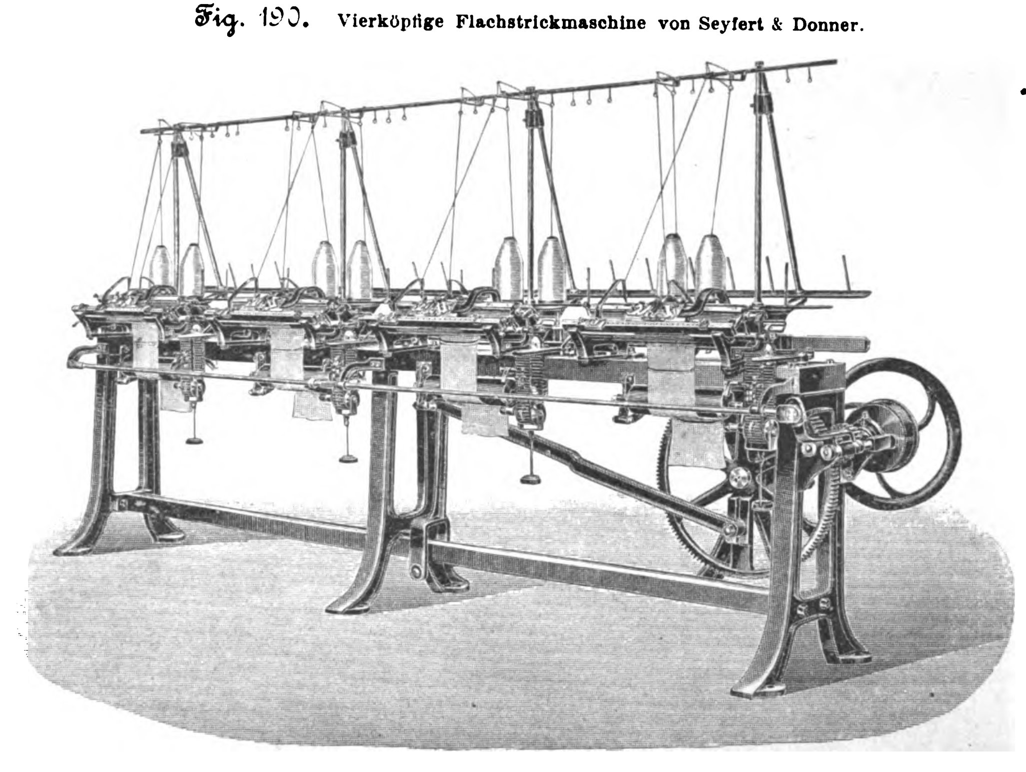


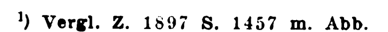
daß z. B. 25er Teilung 2,5 mm Nadelabstand bedeutet[1]).

Neben der Flachstrickmaschine, die zur selbsttätigen Herstellung von Strümpfen aus gröberen Garnen und weiteren Maschen benutzt wird, führt sich für diese Zwecke die namentlich von Amerika ausgehende, jetzt auch in Deutschland[2]) und der Schweiz gebaute Rundstrickmaschine ein. E. Dubied & Co. in Couvet zeigten in Mailand eine »New National« genannte, in Fig. 191 abgebildete Maschine[3]), welche aber mit Hakennadeln und Platinen arbeitet und bei einer Nadelteilung bis zu 20 auf 25 mm Frauen- und Männerstrümpfe mit verstärkter Ferse und Fußspitze ganz selbsttätig fertig hergestellt, und zwar mit einer Arbeitgeschwindigkeit von minutlich 250 Umläufen, was einer Leistung von durchschnittlich 96 Strümpfen im 11stündigen Arbeitstag entspricht. Dabei braucht die Maschine, die auch mehrköpfig mit gemeinschaftlichem Antrieb gebaut wird, $\frac{1}{8}$ PS für 1 Kopf, und 1 Arbeiterin soll bis 8 Köpfe beaufsichtigen können. Die Strümpfe werden fortlaufend zusammenhängend gewirkt und müssen nach dem Trennen gesäumt werden, was infolge Fehlens des sonstigen Randes allerdings ihren Wert heruntersetzt.

Die in Mailand von den Norddeutschen Netzwerken in Itzehoe in Betrieb vorgeführte Netzmaschine zur Herstellung von Schutz- und Fangnetzen[4]), Fig. 192, erzeugt Fadengeflechte, die durch Verknotung sich kreuzender Fadenreihen gebildet werden.

Fig. 190. Vierköpfige Flachstrickmaschine von Seyfert & Donner.





[1]) Vergl. Z. 1897 S. 1457 m. Abb.

[1]) Die von Dubied an seinen Flachstrickmaschinen benutzte Einrichtung zur selbsttätigen Minderung ist in den D. R. P. Nr. 134575, 135337, 138423 und 141299 angegeben.

[2]) u. a. von Schubert & Salzer A.-G. in Chemnitz.

[3]) D. R. P. Nr. 121916.

[4]) D. R. P. Nr. 177408 und D. R. G. M. Nr. 275531 und 275544.

Fig. 191.

Selbsttätige Rundstrickmaschine von Ed. Dubied & Co.

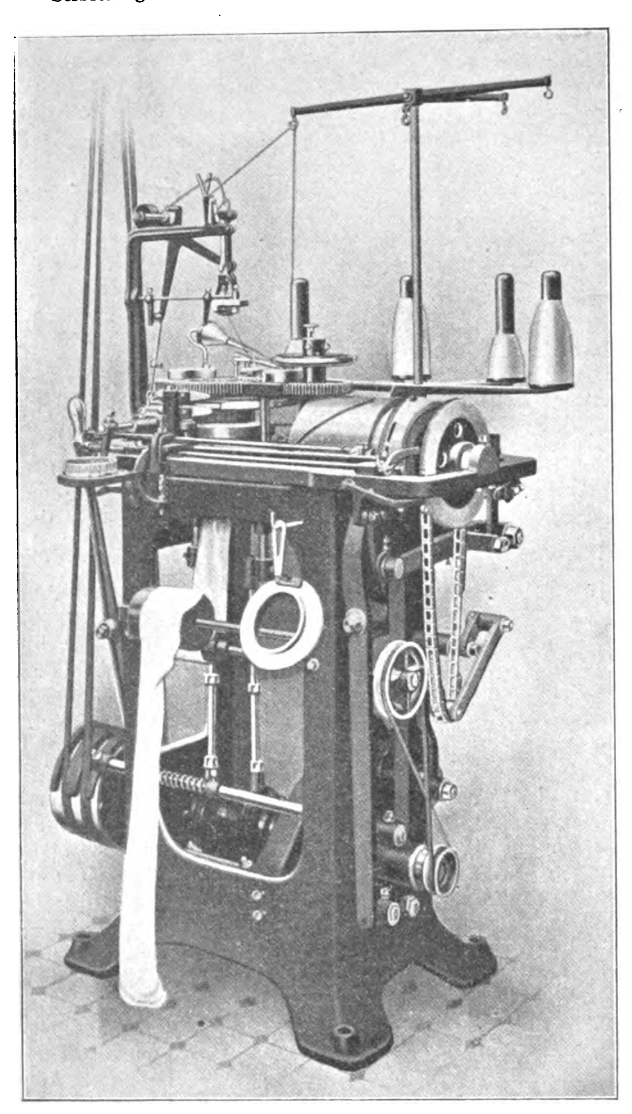
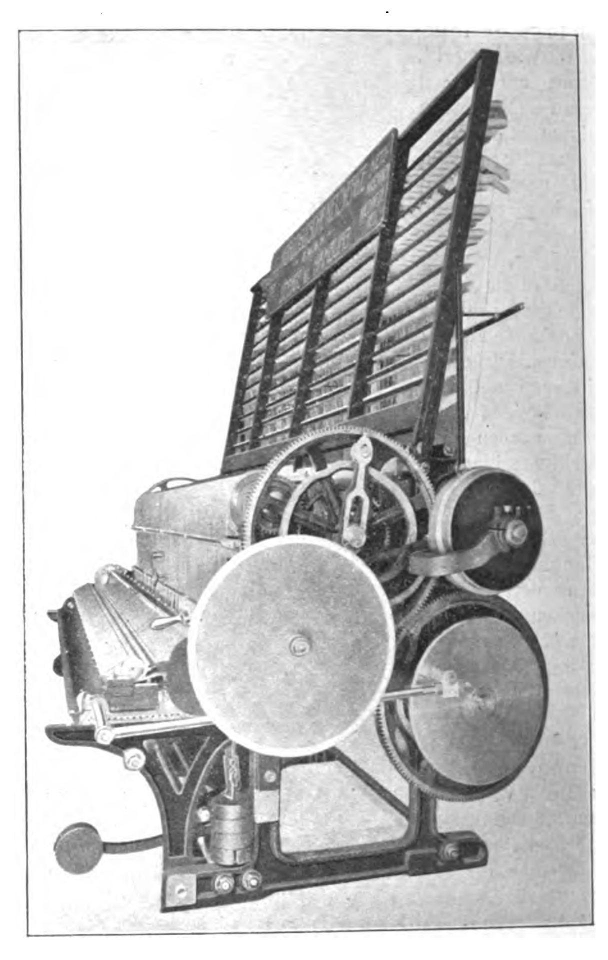


Fig. 192.

Netzmaschine der Norddeutschen Netzwerke in Itzehoe.



Diese Maschine kennzeichnet sich dadurch, daß die von einem Spulenaufsteckzeug zugeführten Längsfäden in regelbaren Abständen von 7 bis 100 mm durch Fäden verbunden werden, die von Spulen in runden, in senkrechter Ebene bewegten Schiffchen ablaufen, also ein offenes Maschenwerk ergeben.

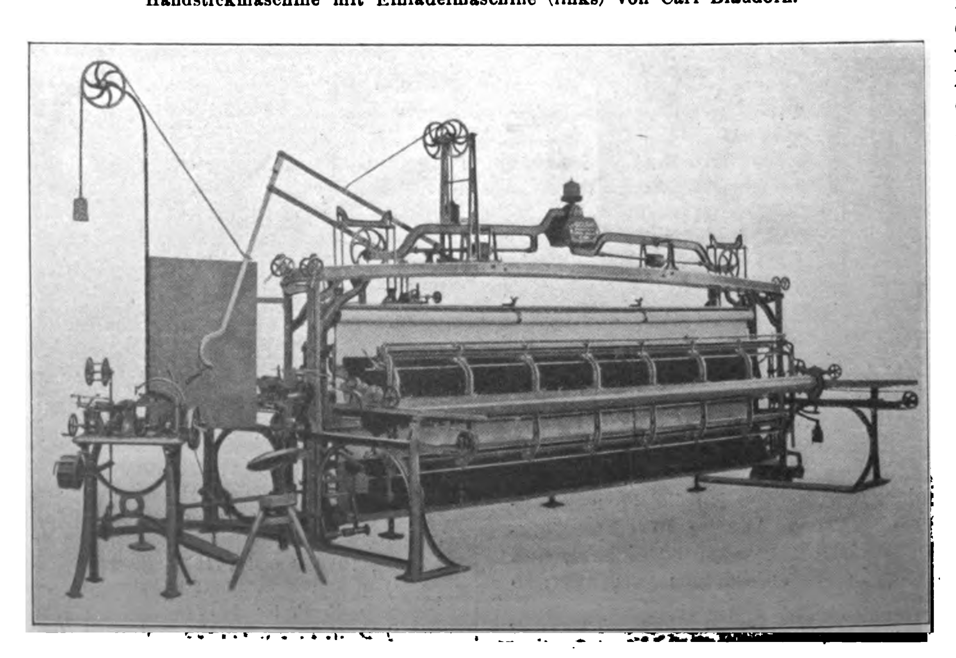
Die Maschine, die auch für Handbetrieb ausgeführt wird, soll bei motorischem Antrieb und breitester Ausführung (6 m) so viel leisten wie etwa 200 Handnetzstricker[1]) und verfertigt verschieden breite Netze wie auch mehrere schmale Netzstreifen nebeneinander. Die Netze können an den Längsrändern auch einen verstärkten Saum erhalten.

Stickmaschinen.

So wie die Erzeugung von Mustern bei Geweben eine Veredlung der einfachen Gewebe darstellt, wird das einfache Gewebe auch durch das Aufsticken von Mustern veredelt. Das Aufsticken findet nicht nur an Streifen zur Bildung von Musterkanten, sondern auch, wie bei broschierten Geweben, durch das ganze Stück statt, und durch die Vervollkommnung der Stickmaschinen sind bestickte Gewebe billiger geworden. Das hat zu einer außerordentlichen Ausdehnung der Stickerei geführt, na-

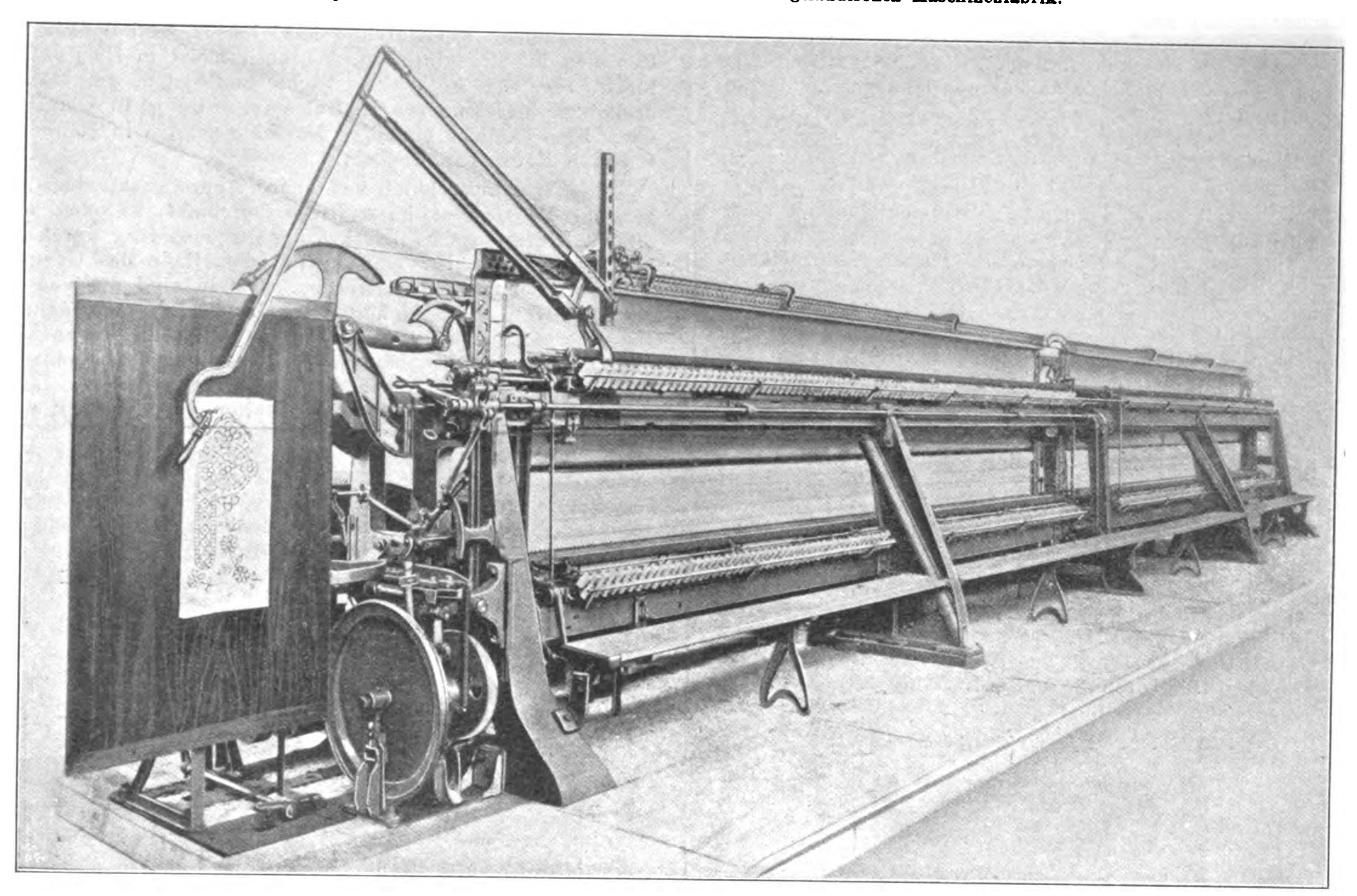
Fig. 193.

Handstickmaschine mit Einfädelmaschine (links) von Carl Blaudorn.



[1]) Es ist zu beachten, daß bei der Anfertigung der Netze mit der Hand nur ein Faden verstrickt wird, in der Maschine aber Fadenreihen untereinander verbunden werden.

Fig. 194. Große Schiffchenstickmaschine der Voigtländischen Maschinenfabrik.



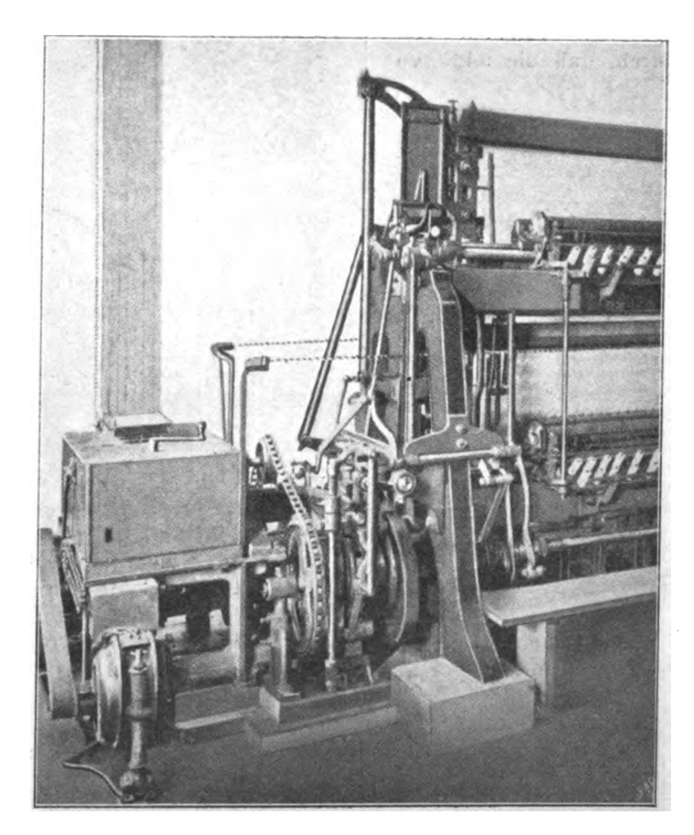
mentlich in Sachsen. Heute ist daselbst der Stickmaschinenbau zu Hause, den in Chemnitz die Maschinenfabrik Kappel (früher Sächsische Stickmaschinenfabrik), G. Hilscher und Schubert & Salzer A.-G., in Plauen i. V. die Voigtländische Maschinenfabrik A.-G. (vorm. Dietrich) pflegt. Die letztgenannte Fabrik war mit Schiffchenmaschinen auf den Ausstellungen zu Lüttich und Zwickau vertreten; in Mailand zeigten dagegen die Schweizer Fabriken Adolf Saurer und Carl Blaudorn in Arbon sowie J. Vogt-Benninger (vorm. Benninger & Co.) in Utzwyl nur Handstickmaschinen Heilmannscher Bauart, die mit durchgesteckten doppelendig spitzen Nadeln arbeiten und die Fäden von beiden Seiten des Gewebes durchziehen, und bei denen zufolge der zunehmenden Verkürzung der Stickfäden ein motorischer Antrieb bis jetzt noch nicht eingeführt ist.

Fig. 193 zeigt die Maschine von Carl Blaudorn mit danebenstehender Handmaschine zum Einfädeln der Sticknadeln. Diese Handstickmaschine, die bis 6,2 m Länge bei 450 Nadeln gebaut wird, zeichnet sich durch eine Verringerung des Stickrahmengewichtes bis auf 350 kg und Gewichtausgleich bei möglichster Anwendung von Kugellagern aus [1]). Die Schiffchenstickmaschine, die mit Ober- und Unterfaden arbeitet, wo also Stickfadennadel und Schiffchen in feststehendem Rahmen liegen, ermöglicht bei größerer Breite der zu bestickenden Webstücke den motorischen Antrieb und ergibt somit eine wesentlich größere Leistung. Um ein Bild von der großen Ausführung dieser Stickmaschinen zu geben, ist in Fig. 194 eine in Zwickau gezeigte Plauener Maschine der Voigtländischen Maschinenfabrik dargestellt, bei welcher 2 Maschinen von je 5,5 m Stickfeldbreite zusammengekuppelt sind. Die Maschine ist 16,2 m lang und besitzt 920 Nadeln; sie erfordert aber noch die Führung des Geweberahmens von dem vorgezeichneten Muster aus von der Hand des Arbeiters. Um diese Handarbeit mechanisch vorzunehmen, hat wohl bisher als einzige Fabrik die Voigtländische Maschinenfabrik die selbsttätige Führung des Stickrahmens von einer Musterkette, einer sogenannten Jacquard-Vorrichtung, aus [1]) in die Praxis gebracht.

Den Antriebbock einer solchen in Lüttich gezeigten selbsttätigen Schiffchenstickmaschine mit elektrischem Einzelantrieb zeigt Fig. 195. Das Muster ist

Fig. 195.

Dietrichs Jacquard-Schiffchenstickmaschine.



[1]) Vergl. die bezügliche Einrichtung der Saurerschen Maschine, D. R. P. Nr. 132723 und 154143, sowie die Aufhängung des Stickrahmens (Gatter) dieser Maschine, D. R. G. M. Nr. 233040 und 233140.

[1]) Z. 1887 S. 347 mit Abb.

auf einem fortlaufenden Pappstreifen gelocht so daß durch die Zusammensetzung einzelner kleiner Hoch- und Querbewegungen die gewollte Verschiebung des Stickrahmens erzielt wird[1]). Die Maschine soll um 25 bis 30 vH mehr Stiche machen als der Handsticker an der gewöhnlichen Schiffchenstickmaschine.

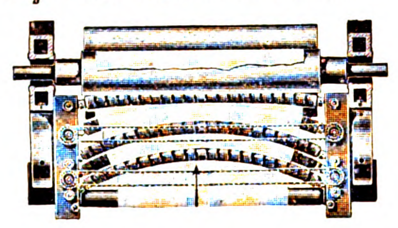
Maschinen zur Zurichtung der Gewebe (Appreturmaschinen).

Man kann diese Maschinen in 2 Gruppen teilen, je nachdem sie das Gewebe naß oder trocken behandeln. Die nasse Zurichtung umfaßt das Waschen, das Färben und Bleichen, das Walken und Rauhen und das Mercerisieren, die trockene Zurichtung dagegen ebenfalls das Rauhen, das Scheren, das Pressen und Glätten sowie das Messen und Legen. Zwischen beiden Maschinenarten stehen die Entwässer- und Trockenmaschinen. Alle diese Maschinen lassen sich auf Ausstellungen nur schwierig im Betrieb vorführen, und da sie auch eigenartige Bewegungsmechanismen in geringerem Maß aufzuweisen haben, so ist eine solche Vorführung auch weniger eindrucksvoll. Von

Gewebe-Waschmaschinen

erwähne ich zunächst die in Mailand gezeigte Breitwaschmaschine von J. Hawthorn & Co. in Stockport, die mit 2 Holzwalzen und dazwischenliegender Metallwalze arbeitet und mit dem sogenannten Mycock-Expander zum Ausbreiten des Gewebes beim Eintritt zwischen die Quetschwalzen ausgestattet ist. Diese in Fig. 196 in der Draufsicht

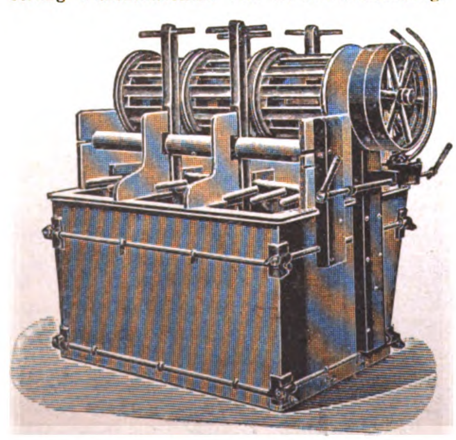
Fig. 196. Mycocks Gewebeausbreiter.



dargestellte, von William Mycock & Co. in Salford-Manchester gebaute Einrichtung[2]) hat 5 Breithaltwalzen, zwischen denen das Gewebe wellenförmig hindurch geführt wird, und welche aus lose auf eine biegsame Welle gesteckten, sich gegenseitig durch Einkerbungen mitnehmenden, mit Ringnuten versehenen Bronzerollen bestehen. Geregelt wird die Ausbreitwirkung dadurch, daß die mittleren

Fig. 197.

Strang-Waschmaschine von H. Schwarzenberg.



Rollenstangen (die zweite und vierte) in der Höhenlage gegen die Ebene der andern verstellt werden, wozu die Lager an

[1]) Vergl. hierzu Uhlands techn. Rundschau, Ausg. Textilind. 1905 S. 49, 61 und 95 mit Abb.

[2]) Vergl. auch Text. Manuf. 1905 S. 122 mit Abb., sowie Text. Recorder 1902 S. 19 mit Abb.

senkrechten Schraubenspindeln sitzen, die auf beiden Seiten durch einen Kettentrieb gemeinschaftlich gedreht werden[1]).

Maschinen zum Durchtränken, Färben und Spülen von Geweben in Strangform werden noch meist in Holz ausgeführt. Fig. 197 stellt eine solche in Zwickau vorgeführte dreiteilige Maschine von H. Schwarzenberg in Glauchau dar. Eine ähnliche einteilige Maschine zeigten in Tourcoing Guédin Frères in Roubaix.

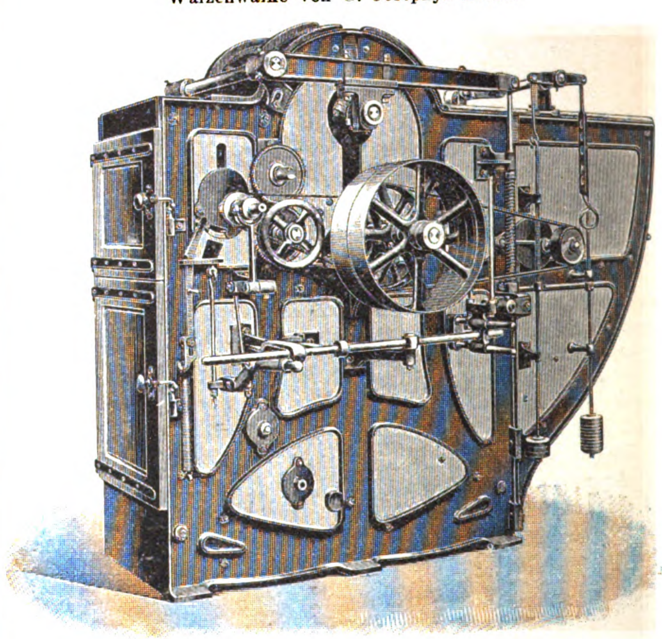
Die Waschmaschinen und andre Appreturmaschinen behandeln die Gewebe im endlosen Durchlauf; nachdem also oft mit Hülfe eines Fehlstückes der Gewebeanfang durch die Maschine geführt ist, muß er mit dem Ende des Gewebestückes zusammengenäht werden. Hierzu sind die von W. Mycock & Co., Manchester, in Tourcoing und Mailand vorgeführten, auch fahrbar gebauten Nähmaschinen vorteilhaft zu verwenden, bei denen die auf einem Doppelnadelring oder -band gehaltenen Gewebeenden von diesem unter der Nähnadel mit Unterschlingengreifer hinweggeführt werden[2]).

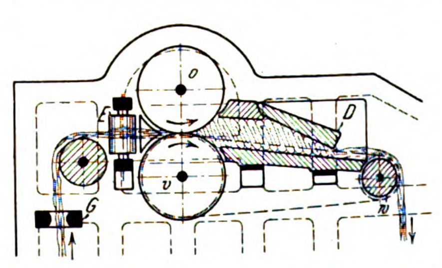
Walken.

Von diesen zur Behandlung von Wollengeweben bestimmten Maschinen zeigte die Reichenberger Ausstellung die in Fig. 198 veranschaulichte Walzen- oder besser Rollen-

Fig. 198 und 199.

Walzenwalke von G. Josephys Erben.





walke von G. Josephys Erben in Bielitz mit 2 Rollen nach Art der Hemmerschen Walke[3]). Auch hier ruht die obere Rolle in Lagern von Hebeln, an deren Ende Stangen angreifen, welche von Schraubenfedern gespannt werden. Die innere Einrichtung veranschaulicht Fig. 199. Gegenüber anderweitigen Ausführungen ist am Ende des Stauchkanales eine Abzugwalze w vorgesehen, welche von der unteren

[1]) W. Birch in Manchester baut ganz gleiche Ausbreitvorrichtungen; vergl. D. R. P. Nr. 180527.

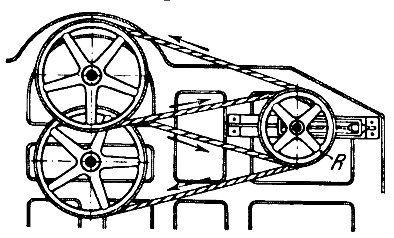
[2]) Vergl. Beschreibung im Text. Manuf. 1906 S. 306 mit Abb., sowie die Darstellung der verschiedenen Verbindungsnähte das. S. 313.

[3]) Vergl. Z. 1902 S. 429 mit Abb.



Rolle v angetrieben wird und dadurch ein ordentliches Falten des Gewebestranges im Troge der Maschine vermittelt. Die obere senkrecht bewegliche Walkrolle o wird von der unteren durch die Schneidersche Seilführung[1]), wie in Fig. 200 dargestellt, getrieben. Das die Seilscheiben der Walkrollen

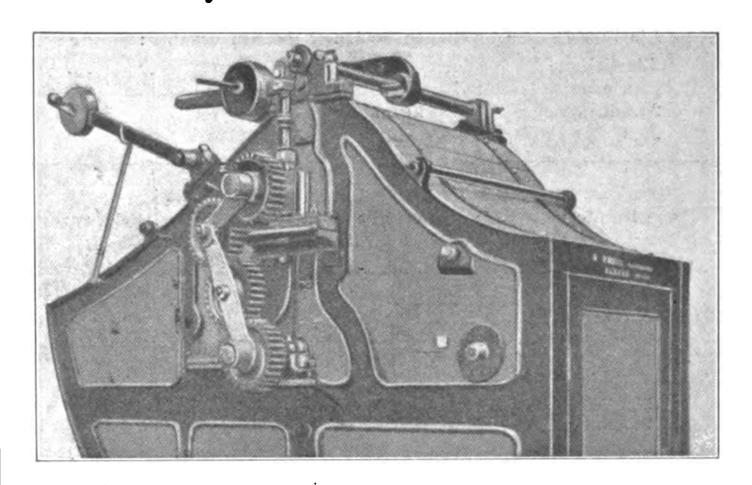
Fig. 200.
Seilführung von Schneider.



verbindende, über die Doppelrollen R geschränkt geführte Seil kann während des Betriebes gespannt werden. Die Walke hat im übrigen alle erforderlichen Sicherheitsvorrichtungen, so die Abstellung bei Knotenbildung im Strang (durch Ausheben des Gatters G, Fig. 199), bei Stillstand oder Gleiten des Gewebestranges zwischen den Walkrollen. In bezug auf den Stauchkanal ist noch zu beachten, daß der hintere Teil D seiner Decke durch eine besondere Doppel-Gewichtbelastung nach Fig. 198 eingestellt wird. Sowohl die Einlaufrollen E als auch die dahinter liegenden Glas-Seitenführungen sind von beiden Seiten gleichmäßig mittels des neben den Antriebscheiben sitzenden Handrades genau gegeneinander einstellbar.

[1]) D. R. P. Nr. 74935, erteilt an den deutschen Vertreter G. A. Hempel in Chemnitz.

Fig. 201 Rollenwalke von D. Vimard.



Die Walken werden mit einer Rollenbreite bis zu 400 mm ausgeführt und arbeiten mit ungefähr 130 Umläufen der Rollen bei einem Kraftbedarf von $3^1/_2$ bis 6 PS.

Auf der Ausstellung in Tourcoing war eine solche Rollenwalke von D. Vimard in Elbauf zu sehen, welche in ihrem Oberteil durch Fig. 201 veranschaulicht wird, und bei der die oberen Walkrollenlager durch eine Gewichthebelanordnung gegen die untere Rolle gepreßt werden. Der Rollenbetrieb untereinander erfolgt durch Gelenkräder[1]), und der Stauchkanal wird wieder durch einen Gewichthebel belastet.

(Forts. folgt.)

[1]) Vergl. Z. 1902 S. 430 m. Abb.

Die Kerbschlagprobe im Materialprüfungswesen.[1])

Bericht des Ausschusses zum Studium der Kerbschlagprobe an die Hauptversammlung des Deutschen Verbandes für Materialprüfungen der Technik, erstattet am 5. Oktober 1907 in Berlin durch

Dr.-Ing. h. c. **Ehrensberger** in Essen.

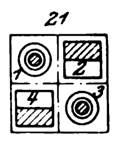
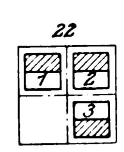
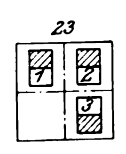
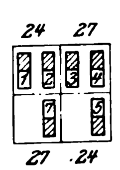
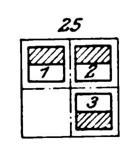
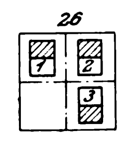
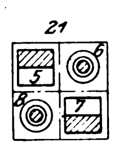
(Schluß von S. 1982)

Welchen Einfluß die Dicke des Probestabes bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen hat, wurde durch besondere Versuche ermittelt. Gleichzeitig ist dabei nochmals der Unterschied zwischen der Wirkung des vorgeschlagenen Rundkerbes und des scharfen Kerbes festgelegt worden. Der Versuch wurde gleichmäßig mit vier verschiedenen Materialien ausgeführt (s. nebenstehend).

Die Probestäbe wurden in derselben Weise wie bei den früheren Versuchen aus geschmiedeten Stangen entnommen.

	Festigkeit	Elastizitätsgrenze	Dehnung	Kontraktion
	kg/qmm	kg/qmm	vH	vH
1) mit Flußeisen . . .	39,2	24,5	32,2	70,0
2) » Kohlenstoffstahl .	53,8	28,4	25,4	64,7
3) » Nickelstahl . .	59,6	43,0	26,4	72
4) » Nickelchromstahl	84,5	67,9	14,5	66

Fig. 13.
Stabeinteilung für die Versuche der Zahlentafel 7 bis 10 bezw. der Figuren 14 bis 17.

Es wurden Stäbe von 30 mm, 20 mm und 10 mm Dicke hergestellt, bei gleichbleibender Höhe von 30 mm. Die Einteilung der Stangen geht aus Fig. 13 hervor. Die Hälfte der Stäbe wurde mit Rundkerb (4 mm-Loch), die andre Hälfte mit scharfem Kerb (Winkel von 45°) hergestellt und alle

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Materialkunde) werden an Mitglieder postfrei für 50 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

Zahlentafel 7.
Kerbschlagproben aus Flußeisen.

Die Zerreißproben von den beiden Stabenden ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung ($l = 10\,d$)	Kontraktion
23,9 kg/qmm	38,5 kg/qmm	29,00 vH	65 vH
26,3 »	39,6 »	34,15 »	66 »

Nr.	Kerbform und Stabquerschnitt	Nr.	Querschnitt im Kerb qcm	spez. Schlagarbeit mkg
21		2	4,44	37,4
		4	4,44	38,2
		5	4,44	38,4
		7	4,44	38,4
22		1	4,50	33,8
		2	4,50	33,8
		3	4,50	33,8
23		1	3,00	35,5
		2	3,00	37,6
		3	2,98	39,3
24		1	1,50	36,8
		2	1,48	41,0
		5	1,50	36,8
25		1	4,47	8,2
		2	4,47	8,2
		3	4,44	10,8
26		1	2,96	18,7
		2	2,94	22,5
		8	2,94	12,4
27		3	1,50	41,7
		4	1,50	39,3
		7	1,48	42,3

Zahlentafel 8.
Kerbschlagproben aus Kohlenstoffstahl.

Die Zerreißproben von den beiden Stabenden ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung ($l = 10\,d$)	Kontraktion
27,4 kg/qmm	53,25 kg/qmm	25,1 vH	64 vH
27,85 »	52,20 »	25,85 »	65 »

Nr.	Kerbform und Stabquerschnitt	Nr.	Querschnitt im Kerb qcm	spez. Schlagarbeit mkg
21		2	4,44	22,6
		4	4,41	22,0
		5	4,47	21,7
		7	4,50	22,3
22		1	4,44	17,3
		2	4,41	18,2
		3	4,41	16,6
23		1	2,94	21,3
		2	2,96	21,2
		3	2,98	21,0
24		1	1,50	25,6
		2	1,49	27,0
		5	1,48	24,7
25		1	4,44	4,8
		2	4,44	4,8
		3	4,44	5,2
26		1	2,94	6,5
		2	2.94	6,5
		3	2,94	5,8
27		3	1,50	11,4
		4	1,50	11,4
		7	1,50	11,4

Kerbe 15 mm tief gemacht, so daß die Hälfte des Stabquerschnittes als Bruchquerschnitt verblieb.

In Fig. 14 und Zahlentafel 7 sind die erhaltenen Schlagarbeiten für das Flußeisen graphisch dargestellt. Die ausgezogenen Linien stellen die Schlagarbeiten beim Rundkerb, die gestrichelten Linien die Schlagarbeiten beim scharfen Kerb dar, und zwar sind es die Mittelwerte aus je drei Versuchen.

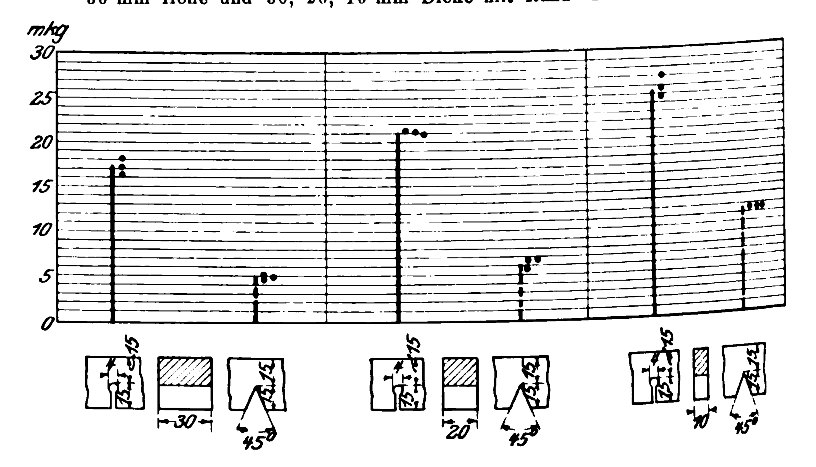
Sowohl bei scharfem wie bei rundem Kerb steigen die Werte mit abnehmender Stabdicke, bei rundem Kerb in geringem Maße, bei scharfem Kerb in überraschend starkem Maße; besonders groß ist der Sprung beim Uebergang von 20 mm Dicke auf 10 mm Dicke.

Bei dem Kohlenstoffstahl, dargestellt in Fig. 15 und Zahlentafel 8, ist dasselbe Gesetz zu erkennen, nur weniger stark ausgeprägt. Ebenso ist es mit dem Nickelstahl (Fig. 16 und Zahlentafel 9) und dem Nickelchromstahl (Fig. 17 und Zahlentafel 10).

Diese Abhängigkeit der Schlagarbeiten von

Fig. 15. (vergl. Zahlentafel 8)

Schlagarbeiten mit Kohlenstoffstahl mittlerer Härte, erhalten bei Stäben von 30 mm Höhe und 30, 20, 10 mm Dicke mit Rund- und Scharfkerb.





Zahlentafel 9.
Kerbschlagproben aus Nickelstahl.

Die Zerreißproben von den beiden Stabenden ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung ($l = 10\ d$)	Kontraktion
42,45 kg/qmm	58,8 kg/qmm	27,6 vH	72 vH
41,60 »	58,6 »	25,65 »	72 »

Nr.	Kerbform und Stabquerschnitt	Nr.	Querschnitt im Kerb qcm	spez. Schlagarbeit mkg
22		1	4,41	42,2
		2	4,44	39,9
		3	4,44	40,9
23		1	2,99	44,0
		2	2,97	46,4
		3	2,97	46,0
24		1	1,51	49,7
		2	1,51	46,2
		5	1,51	53,1
25		1	4,41	26,9
		2	4,38	34,2
		3	4,38	36,8
26		1	2,93	41,5
		2	2,93	42,9
		3	2,93	37,4
27		3	1,47	40,1
		4	1,48	45,9
		7	1,44	46,0

der Dicke der Probestäbe ist nicht angenehm für die Anwendung der Kerbschlagprobe, da man die mit Stäben von verschiedener Dicke erhaltenen Werte nicht unmittelbar vergleichen kann. Aber schließlich ist es dasselbe mit den Dehnungen der Zerreißproben, welche sich mit dem Verhältnis der Meßlänge zum Querschnitt ändern; man muß eben bei den Kerbschlagproben wie bei den Zerreißproben überall, wo es angeht, den Normalprobestab anwenden und bei Blechen für verschiedene Dicken die Anforderung hinsichtlich der Schlagarbeit verschieden stellen (ebenso wie bei den Zerreißproben für die Dehnung). Man kann auch Verhältniszahlen aufstellen, welche allerdings, wie die vorliegenden Versuche zeigen, für verschiedene Materialarten verschieden sein müßten; das ist aber auch bei Zerreißproben der Fall.

Alles in allem wäre es am besten, einen scharfen Kerb vorzuschlagen. Dem aber steht entgegen, daß ein solcher außerordentlich schwer gleichmäßig herzustellen ist und daß die geringste Abrundung im Grund des Kerbes das Ergebnis beeinflußt. Der Ausschuß ist deshalb dazu gelangt, einen **Rundkerb** mit dem kleinsten noch bequem herzustellenden Loch vorzuschlagen, und hat in der Annahme, daß Löcher von 4 mm mit gewöhnlichen Hülfsmitteln auch in härteren Materialien noch gebohrt werden können, dieses Maß für das richtige gehalten.

Von Wichtigkeit ist die Versuchstemperatur. Zahlentafel 11

Fig. 14. (vergl. Zahlentafel 7)

Schlagarbeiten mit Flußeisen, erhalten bei Stäben von 30 mm Höhe und 30, 20, 10 mm Dicke mit Rund- und Scharfkerb.

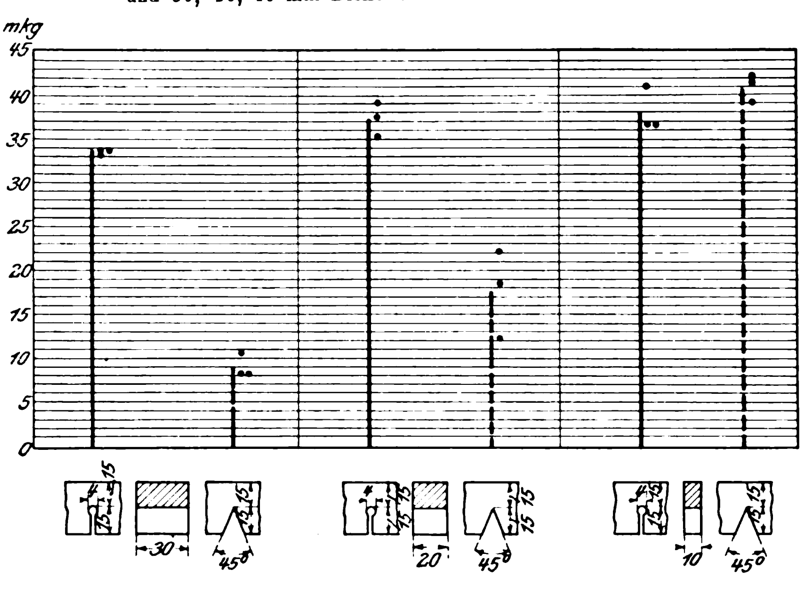
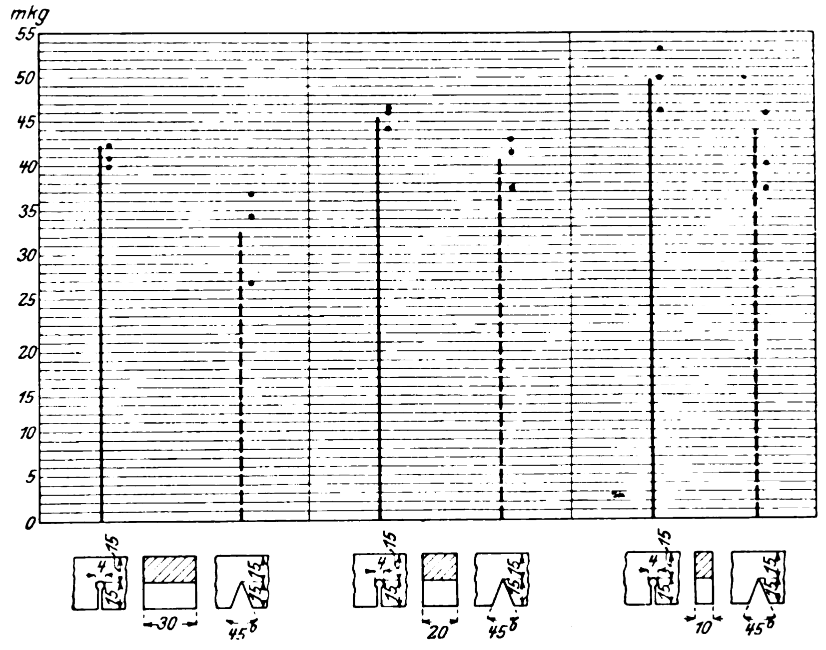


Fig. 16. (vergl. Zahlentafel 9)

Schlagarbeiten mit Nickelstahl, erhalten bei Stäben von 30 mm Höhe und 30, 20, 10 mm Dicke mit Rund- und Scharfkerb.



und Fig. 18 zeigen die Schlagarbeit verschiedener Stahlsorten bei verschiedenen Temperaturen. Es geht daraus hervor, daß die Zähigkeit bei sehr niedrigen Temperaturen geringer ist als bei normalen. Die Versuche wurden ausgeführt bei + 20, — 20 und — 35° C. Bei gewöhnlichem Kohlenstoffstahl, Nr. 2 und 4, ist die Schlagarbeit bei — 35° ganz bedeutend geringer als bei gewöhnlicher Temperatur. Bei den Spezialstählen Nr. 1, 3, 5, 6, 7 und 8 sind die Unterschiede nicht so groß. Es ist jedoch zu bemerken, daß die erhaltenen Ergebnisse bei einigen Stahlsorten der Stetigkeit entbehren. Um sichere Werte zu bekommen, müßte man die Versuche mit einer größeren Anzahl Proben wiederholen. Für die hier beabsichtigte Information sind sie ausreichend. Ein recht anschauliches Bild von der Abnahme der Zähigkeit mit sinkender Temperatur gibt Fig. 19. Der Ausschuß hat deshalb empfohlen, daß bei Ausführung der Proben die Versuchstemperatur anzugeben sei, daß dieselbe in der Regel zwischen

Zahlentafel 10.
Kerbschlagproben aus Nickelchromstahl.

Die Zerreißproben von den beiden Stabenden ergaben:

Elastizitätsgrenze	Festigkeit	Dehnung ($l = 10\ d$)	Kontraktion
67,0 kg/qmm	85,0 kg/qmm	14,0 vH	67,0 vH
67,0 »	84,0 »	16,1 »	66,5 »

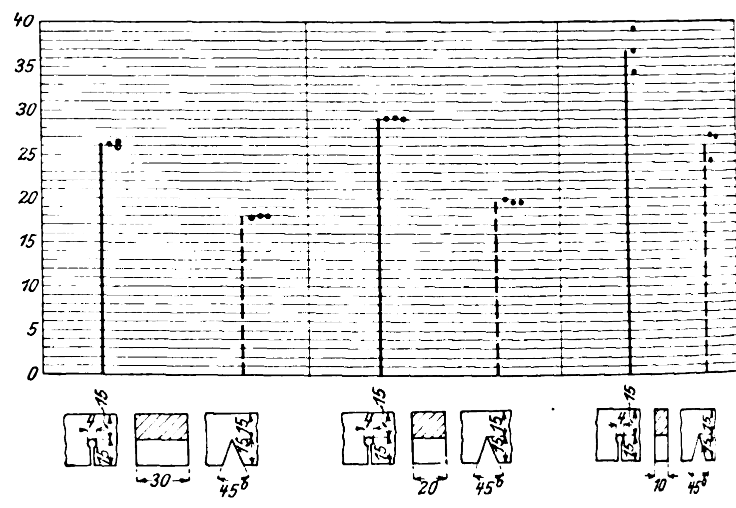
Nr.	Kerbform und Stabquerschnitt	Nr.	Querschnitt im Kerb qcm	spez. Schlagarbeit mkg
21		2	4,47	30,8
		4	4,47	30,8
		5	4,44	28,0
		7	4,47	29,1
22		1	4,41	26,2
		2	4,44	26,4
		3	4,50	26,0
23		1	2,98	29,2
		2	2,98	29,2
		3	2,94	29,0
24		1	1,50	36,8
		2	1,50	34,3
		5	1,50	39,3
25		1	4,50	17,8
		2	4,47	18,0
		3	4,47	18,0
26		1	2,96	19,9
		2	3,00	19,6
		3	2,92	19,6
27		3	1,49	27,1
		4	1,50	24,3
		7	1,50	26,9

Zahlentafel 11.
Kerbschlagproben mit verschiedenen Stahlsorten bei verschiedenen Temperaturen.

Nr.	Temperatur	+ 20°C	+ 0°C	− 20°C	− 35°C
		Schlagarbeit in mkg/qcm			
1	Spezialstahl	11,8 13,3 13,4	15,8	12,3	5,5 10,9
2	Kohlenstoffstahl	15,0 15,2	14,9	13,1	5,3 5,3
3	Spezialstahl	23,9 20,7	16,3	14,1	15,5 15,3
4	Flußeisen	28,3	29,4	26,7	4,6 6,6
5	Chromnickelstahl . . .	31,6	28,5 29,0	26,6 24,3	20,1
6	Nickelstahl	34,5 34,1 33,9	33,5	30,0	28,0 23,2
7	Chromnickelstahl . . .	36,1 35,3 38,6	35,9	30,0 30,9	22,4 25,1
8	Nickelstahl (weich) . .	41 0	42,5	41,0 41,0	38,4

Fig. 17. (vergl. Zahlentafel 10)

Schlagarbeiten mit Chromnickelstahl, erhalten bei Stäben von 30 mm Höhe und 30, 20, 10 mm Dicke mit Rund- und Scharfkerb.



+15 und +25° betragen solle und daß Versuche bei andern Temperaturen je nach dem Verwendungszweck des Materiales auszuführen seien.

Hat man dünnere Proben als 30 mm, wie z. B. bei Blechen, so wird die Dicke des Bleches zur Dicke des Stabes, alle übrigen Abmessungen bleiben unverändert. Von Blechen sind stets Lang- und Querproben zu entnehmen. Der Schlag hat immer parallel zur Blechebene zu erfolgen. Ferner hat der Ausschuß noch geglaubt, vorschreiben zu sollen, daß die Stäbe kalt aus dem Probestück ausgeschnitten und dann nicht mehr erwärmt werden sollen.

Nachdem durch das Vorhergesagte die Art der Erprobung und die Zurichtung der Probestäbe festgelegt ist, entsteht noch die Frage, welche Werte beim Versuch zu ermitteln sind. Man kann z. B. den Biegewinkel des Stabes messen, der sich ergibt, wenn man die Stabhälften passend zusammenlegt. Doch ist er nur ungenau zu ermitteln, da er, namentlich bei den zäheren Materialien, innen andre Werte als außen ergibt. Der Ausschuß hat es deshalb für zweckmäßig erachtet, eine Messung desselben nicht zu empfehlen, und sich darauf beschränkt, vorzuschlagen, daß als einziger Wert die Arbeit, bezogen auf die Flächeneinheit im Bruchquerschnitt, festgestellt werde.

Endlich erschien es dem Ausschuß zweckmäßig, gleich eine einheitliche Bezeichnung der neuen Probe vorzuschlagen, und er beantragt folgendes: Die Probe soll **Kerbschlagprobe** heißen. Die gewonnenen Werte sind als **spezifische Schlagarbeit** zu bezeichnen und auf 1 qcm Flächeneinheit zu beziehen. Die bei der Probe zahlenmäßig festgelegte Eigenschaft des Materiales wird als **Kerbzähigkeit** bezeichnet. Der Kerb soll **Rundkerb** im Gegensatz zu dem **scharfen Kerb** genannt werden. Wo scharfer Kerb angewendet wird (der Ausschuß empfiehlt das lediglich für interne Versuche), da soll der Querschnitt im Kerb derselbe wie bei Rundkerb sein und der Winkel 45° betragen.

Das Gesagte enthält in knapper Form wohl alles, was zur Beurteilung des Ihnen vorgelegten Materiales notwendig ist. Falls niemand von den Herren weitere Aufklärung wünscht, dann möchte ich kurz die **Anträge** zusammenfassen, die der Ausschuß der Hauptversammlung zur Annahme empfiehlt:

Fig. 18. (vergl. Zahlentafel 11)

Schlagarbeiten, erhalten bei Kerbschlagproben verschiedener Stahlsorten bei verschiedenen Temperaturen.
Probestäbe 30 × 30 mm, 6 mm Bohrung, 160 mm Länge, 120 mm Auflagerentfernung.

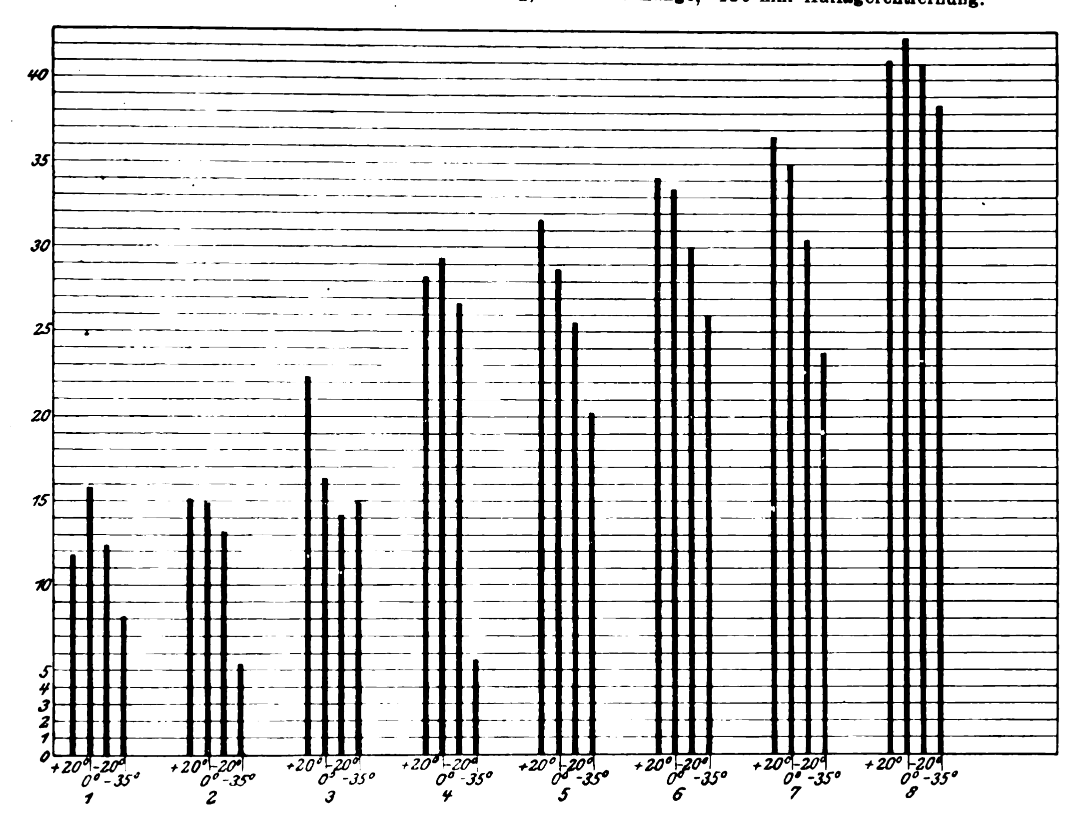
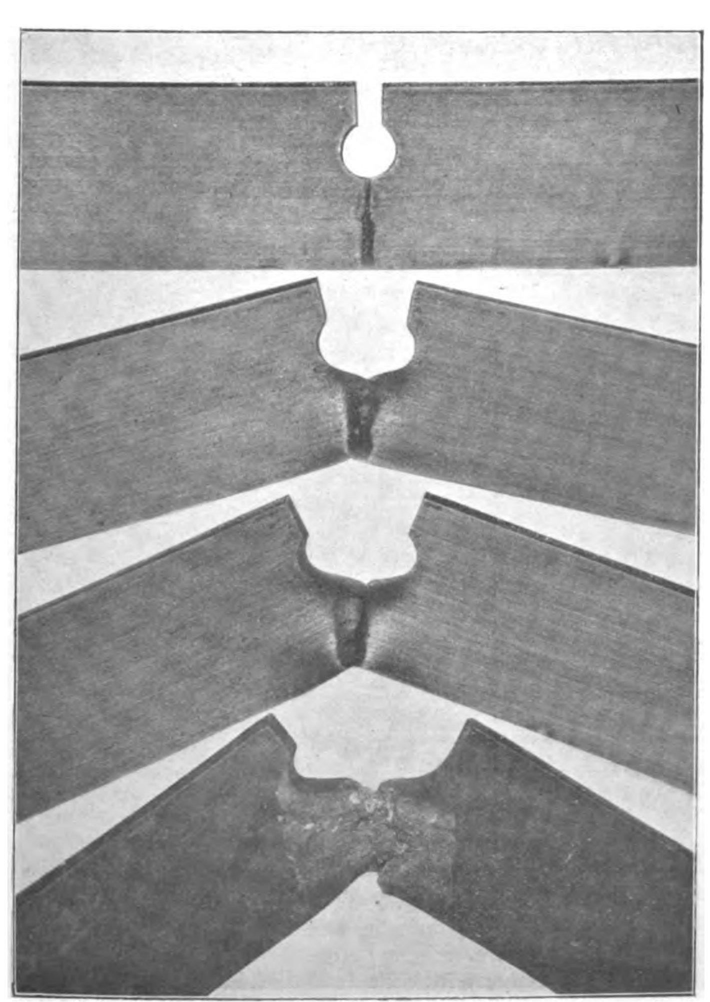


Fig. 19.

Kerbschlagproben von Flußeisen bei verschiedenen Temperaturen.



– 20° C
4,24 mkg

– 1° C
16,29 mkg

+ 20° C
24,69 mkg

+ 200° C
33,9 mkg

1) Der Ausschuß hält die Kerbschlagprobe für eine nützliche Erweiterung der bestehenden Prüfverfahren und empfiehlt sie zur Einführung und Anwendung. Bestimmte Werte vorzuschreiben, denen die Materialien genügen müssen, dürfte verfrüht sein. Die Kerbschlagprobe hätte zunächst additionell und informatorisch zur Anwendung zu kommen.

2) Die Kerbschlagprobe ist auszuführen mit dem Charpyschen Pendelhammer.

3) Drei Bauarten der Pendelhämmer sind vorzusehen, und zwar mit 250, 75 und 10 mkg Schlagarbeit.

4) Die Pendelhämmer haben in ihrer Bauart den von Fried. Krupp gelieferten Zeichnungen zu entsprechen.

5) Für die Probestäbe werden folgende Abmessungen vorgeschrieben: Länge 160 mm, 30 × 30 mm Querschnitt, in der Mitte der Länge ein Loch von 4 mm Dmr., welches nach der Seite aufgeschnitten wird. Die verbleibende Höhe soll 15 mm betragen. Bei dünneren Proben, z. B. Blechen von geringerer Dicke als 30 mm, wird die Dicke des Stabes entsprechend der Blechdicke gewählt. Alle übrigen Abmessungen bleiben ungeändert.

Für Proben, welche auf dem kleinsten Fallwerk geschlagen werden, genügen 100 mm Länge und 8 bis 10 mm Dicke mit einem scharfen Kerb von 2 mm. Da dieser kleinste Hammer wohl nur für besondere Untersuchungen gebraucht wird, erübrigt es vielleicht, hierfür besondere Normalien aufzustellen.

6) Die zur Kerbschlagprobe zu verwendenden Proben sind kalt auszuschneiden und dürfen nachträglich nicht erwärmt werden.

7) Von Blechen sind Lang- und Querproben zu entnehmen.

8) Die Versuchstemperatur ist anzugeben. In der Regel sind die Proben bei gewöhnlicher Temperatur vorzunehmen, d. i. 15 bis 25°. In besondern Fällen können andre Temperaturen vorgeschrieben werden.

9) Beim Versuch wird nur die zum Durchschlagen des Stabes erforderliche lebendige Kraft gemessen.

10) Der gewonnene Wert ist als spezifische Schlagarbeit zu bezeichnen und auf 1 qcm als Flächeneinheit zu beziehen.

11) Die Probe wird als Kerbschlagprobe bezeichnet. Die dabei entwickelte Eigenschaft des Materiales heißt Kerbzähigkeit. Die Form des Kerbes wird mit Rundkerb im Gegensatz zu scharfem Kerb bezeichnet.

12) Der scharfe Kerb wird nur für interne Versuche empfohlen. Wird er angewendet, so sollen die Querschnitte im Kerb dieselben bleiben. Der Winkel hat 45° zu betragen.

Der Einfluß des Gegendruckes und der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen.[1]

Von **Chr. Eberle,** München.

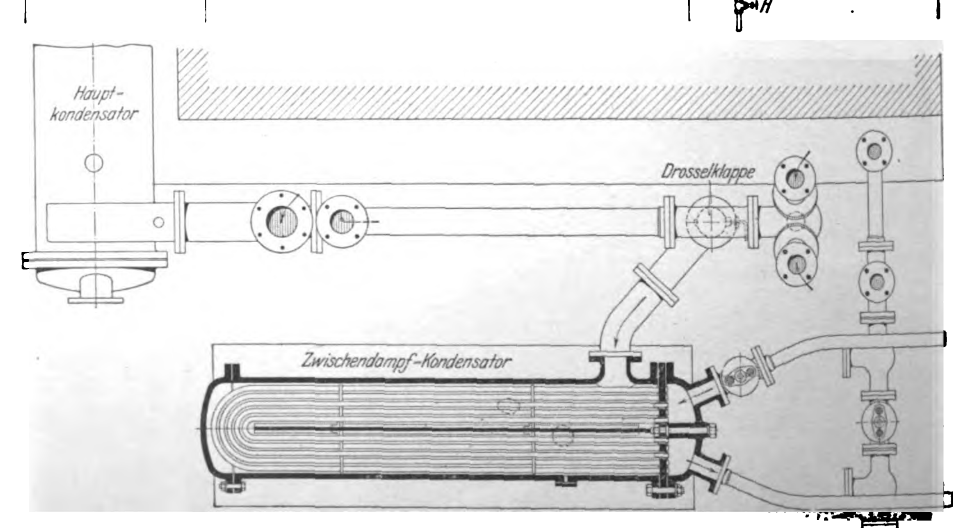
(Nach einem im Bayerischen Bezirksverein gehaltenen Vortrage.)

(Schluß von S. 2015)

II. Einfluß der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch.

Fig. 25 und 26.

Versuchseinrichtung zur Feststellung des Einflusses der Zwischendampfentnahme.



Das Wesen und der Zweck der Zwischendampfentnahme sind von mir wiederholt erläutert worden, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen werden soll.

Für die Durchführung von Versuchen zur Feststellung des Einflusses der Zwischendampfentnahme auf den Dampfverbrauch der Maschine eignete sich die Versuchsmaschine sehr gut. Der zum Studium des Einflusses der Zwischenüberhitzung auf den Dampfverbrauch vorhandene Zwischenüberhitzer konnte in einfachster Weise in seiner Wirkung umgekehrt und zur Entnahme und Verdichtung eines Teiles des aus dem Hochdruckzylinder abströmenden Dampfes verwendet werden; die Anordnung ist aus den Figuren 25 und 26 zu ersehen. In die Verbindungsleitung zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder wurde ein T-Stück zum Anschluß an den nunmehrigen Zwischendampfkondensator eingesetzt. Durch eine Drosselklappe ließ sich die Dampfmenge, die diesem zugeführt werden sollte, einstellen. An das frühere Heizsystem wurden Kühlwasserleitungen angeschlossen, um den in den Zwischendampfkondensator eingeführten Dampf niederzuschlagen. Der nicht dem Zwischendampfkondensator zugeführte Dampf gelangte in den Niederdruckzylinder, dessen Füllung vor Beginn eines jeden Versuches mit der Hand so eingestellt wurde, daß man den gewünschten Gegendruck im Verbindungsrohr (Aufnehmer) zwischen beiden Zylindern erhielt.

Das im Zwischendampfkondensator entstandene Dampfwasser wurde durch einen Wassersammler mit Absperrhahn abgeleitet und gewogen; in der gleichen Weise wurde das vom Hauptkondensator abfließende Dampfwasser bestimmt.

In Zahlentafel 8 sind die wesentlichsten Ergebnisse der Versuche zusammengestellt, die mit

[1]) Sonderabdrücke dieses Aufsatzes (Fachgebiet: Dampfmaschinen) werden an Mitglieder postfrei für 60 Pfg gegen Voreinsendung des Betrages abgegeben. Nichtmitglieder zahlen den doppelten Preis. Zuschlag für Auslandporto 5 Pfg. Lieferung etwa 2 Wochen nach Erscheinen der Nummer.

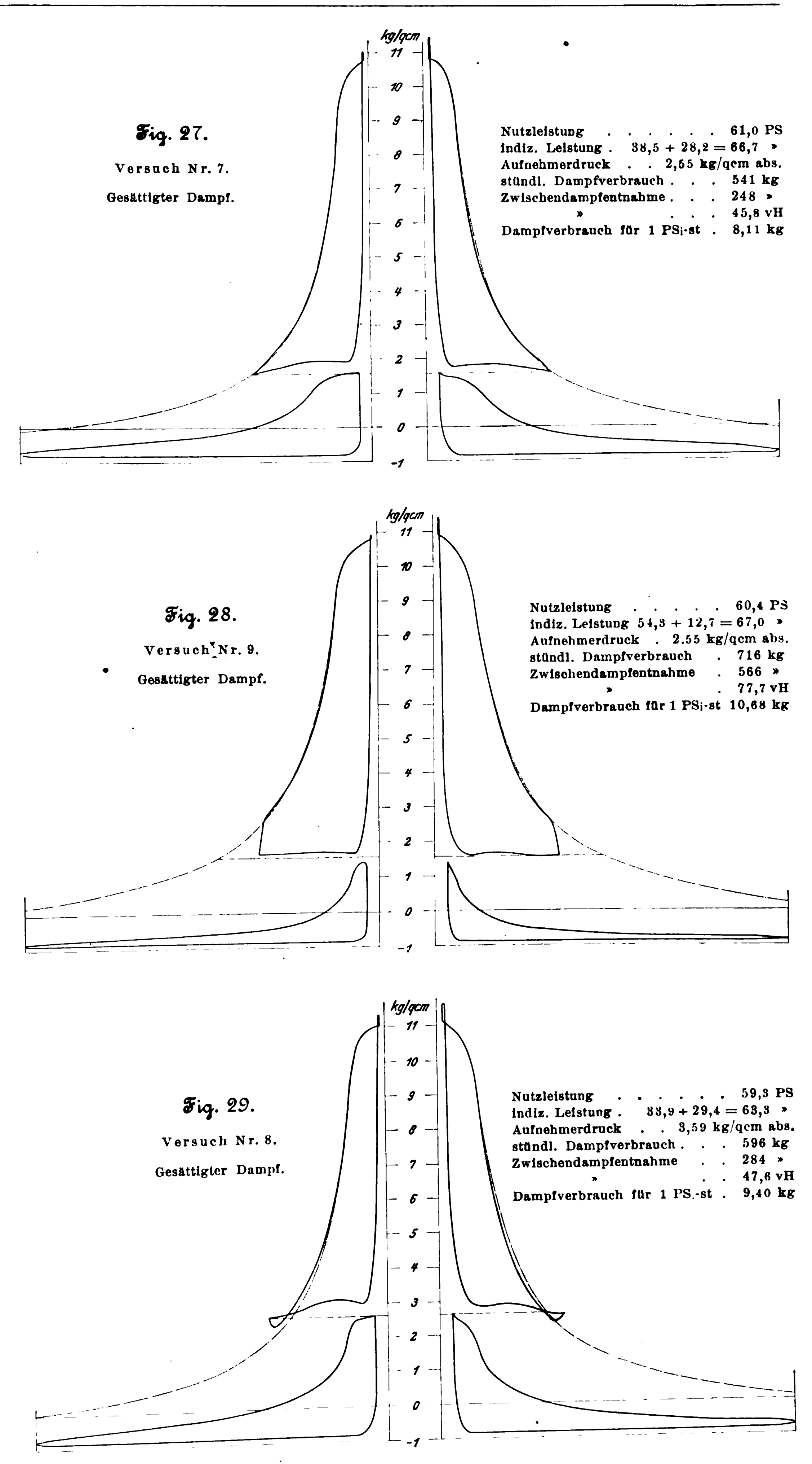


gesättigtem und überhitztem Dampf von rd. 270° C und 10, 12 und 14 kg/qcm abs. beim Eintritt in die Maschine und mit Leistungen von 40, 60 und 80 PS_e durchgeführt wurden. Bei den Sattdampfversuchen waren beide Mäntel geheizt, und zwar der Hochdruckmantel mit Dampf von der Eintrittspannung, der Niederdruckmantel mit Dampf von 4 kg/qcm abs. In jede Versuchsgruppe wurde ein Versuch ohne Zwischendampfentnahme aufgenommen; die Zwischendampfentnahme erfolgte bei Drücken von 1,5, 2, 2,5, 3 und 4 kg/qcm abs., und zwar wurden zwischen beiden Zylindern 40 bis 80 vH des der Maschine zugeführten Dampfes entzogen.

Im Zwischenkondensator, der durch ein Entlüftungsrohr mit der Atmosphäre in Verbindung stand, herrschte der äußere Luftdruck; die Temperatur des Zwischendampfes wurde hinter der Drosselklappe unmittelbar vor dem Eintritt in den Zwischenkondensator gemessen. Druck und Temperatur des in den Zwischenkondensator eingetretenen Dampfes waren sonach bekannt, und zwar an einer Stelle gemessen, wo dieser Dampf bei den meisten Versuchen infolge der Drosselung überhitzt war; sein Wärmeinhalt konnte deshalb genau berechnet werden.

Alle wesentlichen Ergebnisse dieser Versuche und die zur Beurteilung der Versuche erforderlichen Einzelheiten sind der Zahlentafel 8 zu entnehmen. Insbesondere zeigt diese, daß der Maschine bei einzelnen Versuchen tatsächlich bis zu 80 vH des ihr zugeführten Dampfes entzogen werden. Selbstverständlich wächst der Gesamtdampfverbrauch der Maschine mit dem Druck des Zwischendampfes und der verhältnismäßigen Größe der Zwischendampfentnahme.

Die Ergebnisse dieser Versuche wurden in gleicher Weise wie die der früher besprochenen Versuche weiter bearbeitet. Der Zahlentafel 9, in der die dabei gewonnenen Werte zusammengestellt sind, ist folgendes zu entnehmen: Der Exponent der Expansionskurve des Hochdruckzylinders ist bei allen Sattdampfversuchen sehr angenähert gleich 1; bei den Versuchen mit überhitztem Dampfe schwankt er zwischen 1,10 und 1,20 und wächst mit zunehmendem



Zahlentafel 8. Einfluß der

Nr. des Versuches	Art des Dampfes	Mantelheizung	Eintrittspannung kg/qcm abs.	Nutzleistung rund PS	Uml./min	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm abs.	Dampfdruck im Aufnehmer kg/qcm abs.	Vakuum im Kondensator cm Hg	Vakuum im Kondensator kg/qcm	Hochdruckzylinder Anfangsdruck Kurbelseite kg/qcm abs.	Hochdruckzylinder Anfangsdruck Außenseite kg/qcm abs.	Hochdruckzylinder Füllung Kurbelseite vH	Hochdruckzylinder Füllung Außenseite vH	Niederdruckzylinder Anfangsdruck Kurbelseite kg/qcm abs.	Niederdruckzylinder Anfangsdruck Außenseite kg/qcm abs.	Niederdruckzylinder Füllung Kurbelseite vH	Niederdruckzylinder Füllung Außenseite vH	Niederdruckzylinder Vakuum Kurbelseite kg/qcm abs.	Niederdruckzylinder Vakuum Außenseite kg/qcm abs.	Maschinenleistung indizierte Leistung Hochdruckzylinder PS	Maschinenleistung indizierte Leistung Niederdruckzylinder PS	Maschinenleistung Gesamtleistung PS	Maschinenleistung Bremsleistung PS
1	gesättigter Dampf	beide Mäntel geheizt	10	40	123,1	10,1	1,2	65,1	0,89	9,8	10,0	9,3	10,0	1,30	1,25	40,5	43	0,82	0,85	24,0	23,4	47,4	40,7
2					122,6	10,1	2,08	66,7	0,91	9,8	10,0	17,1	17,8	2,11	2,03	13,2	12,0	0,84	0,84	26,5	20,6	47,1	40,6
3					122,0	10,1	2,54	66,2	0,90	9,9	9,9	18,7	19,7	2,68	2,52	12,1	10,9	0,84	0,85	22,1	24,8	46,9	40,4
4					121,7	10,1	2,11	66,6	0,91	9,8	9,9	24,7	25,7	2,05	2,03	4,8	3,7	0,84	0,86	37,3	10,3	47,6	40,3
5					121,4	10,1	2,49	66,2	0,90	9,9	10,0	26,5	27,5	2,44	2,41	4,8	2,8	0,85	0,83	34,6	12,1	46,7	40,14
6			12	60	(123,0)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(66)
7					121,7	12,1	2,55	65,2	0,89	11,9	11,9	22,2	23,0	2,62	2,54	14,7	13,8	0,82	0,84	38,5	28,2	66,7	61,0
8					120,5	12,1	3,59	65,5	0,89	12,0	12,1	27,5	29,8	3,62	3,48	9,4	8,1	0,80	0,83	33,9	29,4	63,3	59,3
9					120,7	12,1	2,55	67,0	0,91	11,8	12,0	30,9	33,8	2,41	2,32	5,0	3,1	0,84	0,86	54,3	12,7	67,1	60,4
10					120,2	12,1	3,61	66,2	0,90	12,0	12,1	35,3	38,4	3,60	3.38	4,8	2,8	0,82	0,86	45,0	18,8	63,8	59,1
11				40	(123)	12,1	—	67,0	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40,7)
12					122,2	12,1	2,50	65,8	0,90	11,8	12,1	19,4	19,9	2,50	2,38	4,9	3,1	0,83	0,85	34,8	12,6	47,4	40,5
13					121,9	12,1	3,43	66,2	0,90	11,9	12,0	22,9	23,4	3,52	3,29	4,7	3,2	0,83	0,86	28,4	18,3	46,7	40,35
14			14	60	(123)	14,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)
15					120,8	14,1	4,0	65,1	0,89	14,1	14,1	28,5	29,6	4,00	3,77	4,8	2,5	0,81	0,82	43,3	20.6	63,9	59,4
16	überhitzter Dampf	nur Niederdruckmantel geheizt	10	40	(123)	10,1	—	67,0	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40,7)
17					120,6	10,1	2,12	66,0	0,90	10,1	10,1	26,1	27,9	2,09	2,10	5,7	3,9	0,85	0,85	36,0	9,5	45,5	39,9
18					120,8	10,1	2,55	66,4	0,90	10,0	10,1	28,0	30,5	2,62	2,61	5,4	3,8	0,85	0,86	32,7	12,4	45,1	40,0
19			12	60	(123)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)
20					120,4	12,1	2,69	65,5	0,89	12,2	12,2	32,5	35,3	2,62	2,59	5,4	3,6	0,84	0,84	52,5	12,3	64,8	59,2
21					119,6	12,1	3,53	66,1	0,90	12,2	12,2	35,8	39,7	3,55	3,46	5,1	3,2	0,84	0,85	45,9	17,7	63,6	58,8
22				40	(123)	12,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(47,4)	(40,7)
23					121,6	12,1	2,65	65,4	0,89	12,2	12,2	21,5	22,9	2,70	2,58	5,4	3,9	0,84	0,83	33,3	12,7	46,0	40,3
24					121,4	12,1	3,64	65,6	0,89	12,2	12,3	24,6	26,0	3,78	3,62	5,5	4,2	0,84	0,85	26,6	18,6	45,2	40,2
25			14	80	121,8	14,1	1,90	65,5	0,89	14,2	14,2	17,3	16,0	2,02	1,87	47	49	0,84	0,84	47,3	39,3	86,6	79,5
26					120,2	14,1	3,97	65,7	0,89	14,3	14,3	40,7	44,3	4,15	3,94	5,3	4,0	0,83	0,83	63,7	21,6	85,3	78,4
27				60	(123)	14,1	—	66,6	0,90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(66,4)	(61)
28					121,3	14,1	4,04	66,8	0,91	14,3	14,1	30,5	31,3	4,09	3,95	5,1	4,2	0,87	0,85	43,1	21,5	64,6	59,7

Zahlentafel 9. Zweizylinder-Kondensationsmaschine

Nr. des Versuches	Art des Dampfes	Mantelheizung	Dampfdruck vor der Maschine kg/qcm abs.	Dampfdruck im Aufnehmer kg/qcm abs.	indizierte Leistung Hochdruckzylinder PS	indizierte Leistung Niederdruckzylinder PS	Dampfverbrauch pro PSi-st kg	Exponent n der polytropischen Kurve Hochdruckzylinder	Exponent n der polytropischen Kurve Niederdruckzylinder	spezifische Dampfmenge x Hochdruckzylinder Ende der Expansion	spezifische Dampfmenge x Niederdruckzylinder Beginn der Expansion	spezifische Dampfmenge x Niederdruckzylinder Ende der Expansion	r_g Hochdruckzylinder	r_g Niederdruckzylinder	Expansionsverhältnis im Hochdruckzylinder	Zwischendampfentnahme in vH des Gesamtdampfverbrauches
2	gesättigter Dampf	beide Mäntel geheizt	10,1	2,08	26,5	20,6	8,47	0,98	1,03	0,78	0,79	0,91	0,70	0,63	5,7	43,8
3			10,1	2,54	22,2	24,8	8,48	0,96	0,88	0,78	0,78	0,96	0,74	0,62	5,7	50,1
4			10,1	2,11	37,3	10,3	10,52	0,98	0,82	0,84	0,71	1,21	0,74	0,54	4,4	74,6
5			10,1	2,49	34,6	12,1	10,63	0,99	0,80	0,84	0,73	1,25	0,78	0,58	4,1	72,7
7			12,1	2,55	38,5	28,2	8,11	0,98	0,92	0,83	0,76	0,93	0,72	0,62	4,7	45,8
8			12,1	3,59	33,9	29,4	9,40	1,01	0,86	0,85	0,63	0,88	0,73	0,55	3,8	47,6
9			12,1	2,55	54,3	12,7	10,68	1,00	0,74	0,80	0,65	1,22	0,76	0,49	3,5	77,7
10			12,1	3,61	45,0	18,8	11,22	1,02	0,82	0,89	0,57	1,00	0,79	0,48	3,1	69,8
12			12,1	2,50	34,8	12,6	10,11	0,98	0,83	0,80	0,61	1,22	0,73	0,56	5,3	68,2
13			12,1	3,43	28,4	18,3	11,00	1,01	0,84	0,80	0,62	1,06	0,72	0,53	4,6	60,7
15			14,1	4,00	43,3	20,6	10,80	0,97	0,82	0,87	0,54	0,93	0,76	0,47	3,8	64.4
17	überhitzter Dampf	Niederdruckmantel geheizt	10,1	2,12	36,0	9,5	7,76	1,18	0,86	1,00	0,80	1,13	0,89	0,54	3,7	72,8
18			10,1	2,55	32,7	12,4	8,42	1,17	0,84	0,98	0,68	1,03	0,85	0,52	4,0	67,4
20			12,1	2,69	52,5	12,3	7,98	1,19	0,80	1,04	0,63	1,13	0,91	0,49	3,0	76,2
21			12,1	3,53	45,9	17,7	8,37	1;18	0,89	1,05	0,60	0,98	0,92	0,51	3,3	68,6
23			12,1	2,65	33,3	12,7	7,73	1,15	0,80	1,01	0,64	1,11	0,90	0,55	4,1	65,8
24			12,1	3,64	26,6	18,6	8,23	1,18	0,90	1,01	0,60	0,98	0,92	0,53	4,8	54,5
25			14,1	1,90	47,3	39,3	5,03	1,07	1,08	0,93	0,92	0,92	0,87	0,73	3,6	0
26			14,1	3,97	63,7	21,6	8,42	1,20	0,86	1,05	0,57	0,90	0,88	0,54	2,6	73,5
28			14,1	4,04	43,1	21,5	8,36	1,15	0,86	0,98	0,56	0,89	0,90	0,50	5,6	63,0

Zwischendampfentnahme.

mechanischer Wirkungsgrad η	Kondensat des Gesamtdampfverbrauches						stündlicher Dampfverbrauch		Dampftemperatur				
									am Hochdruckzylinder				vor dem Zwischenkondensator
									Eintritt		Austritt		
	Maschine	Niederdruckzylinder allein	Zwischendampfentnahme	Hochdruckmantel	Niederdruckmantel	Tropfwasser	für 1 PSe-st	für 1 PSi-st	Außenseite	Außenseite	Kurbelseite	Kurbelseite	
	vH	vH	vH	vH	vH	vH	kg	kg	°C	°C	°C	°C	°C
0,86	84,9	84,9	—	6,2	8,5	0,4	7,17	6,16	—	—	—	—	—
0,86	87,6	43,8	43,8	6,1	5,8	0,5	9,81	8,47	—	—	—	—	99
0,86	86,7	36,6	50,1	6,9	5,9	0,5	9,97	8,58	—	—	—	—	104
0,85	91,6	17,0	74,6	4,7	3,3	0,4	12,43	10,52	—	—	—	—	99
0,86	92,5	19,8	72,7	4,6	2,4	0,5	12,37	10,63	—	—	—	—	99
0,92	—	—	—	—	—	—	6,83	6,29	—	—	—	—	—
0,915	89,6	43,8	45,8	5,2	4,8	0,4	8,87	8,11	—	—	—	—	99
0,935	89,8	42,2	47,6	5,2	4,4	0,6	10,04	9,40	—	—	—	—	102
0,90	92,8	15,1	77,7	3,8	3,0	0,4	11,85	10,68	—	—	—	—	99
0,93	92,6	22,8	69,8	3,7	3,3	0,4	12,10	11,22	—	—	—	—	105
0,86	—	—	—	—	—	—	7,17	6,16	—	—	—	—	—
0,85	90,0	21,8	68,2	5,9	3,5	0,6	11,83	10,11	—	—	—	—	99
0,86	89,1	28,4	60,7	6,6	3,7	0,6	12,73	11,00	—	—	—	—	109
0,92	—	—	—	—	—	—	6,71	6,18	—	—	—	—	—
0,93	91,4	27,0	64,4	4,7	3,4	0,5	11,6	10,8	—	—	—	—	101
0,88	—	—	—	—	—	—	5,84	5,14	275	275	—	—	—
0,88	96,1	23,2	72,9	—	4,0	0,1	8,93	7,76	275	278	133	133	120
0,89	95,7	28,3	67,4	—	4,25	0,05	9,49	8,42	265	269	138	137	121
0,92	—	—	—	—	—	—	5,32	4,89	275	275	—	—	—
0,91	96,7	20,5	76,2	—	3,24	0,06	8,74	7,98	272	275	134	135	124
0,92	96,6	28,0	68,7	—	3,34	0,06	9,06	8,37	275	278	156	153	137
0,89	—	—	—	—	—	—	5,67	5,05	275	275	—	—	—
0,88	95,9	30,1	65,8	—	4,0	0,06	8,84	7,73	273	277	145	145	128
0,89	95,7	41,2	54,5	—	4,3	0,02	9,26	8,23	275	279	164	161	139
0,92	93,7	93,7	—	—	6,2	0,1	5,48	5,03	274	270	119	118	—
0,92	97,5	24,0	73,5	—	2,5	—	9,18	8,42	276	275	152	152	137
0,92	—	—	—	—	—	—	5,22	4,80	275	275	—	—	—
0,92	96,5	33,5	63,0	—	3,5	—	9,02	8,36	271	268	151	152	133

mit Zwischendampfentnahme.

Wärmewert WE für 1 kg		Wärmemenge WE für 1 PSi		von der Maschine verbrauchte Wärmemenge	Wärmeverbrauch der Maschine ohne Zwischendampfentnahme	Dampfverbrauch der Maschine $\frac{W_x}{w_f}$	Wärmeersparnis durch die Zwischendampfentnahme
Frischdampf	Abdampf aus dem Aufnehmer	zugeführt	entzogen				
w_f	w_a	W_2	W_3	$W_x = W_2 - W_3$	W_1	kg	vH
666,2	639,5	5650	2370	3280		4,9	20
666,2	642,0	5720	2760	2960	4105	4,4	28
666,2	639,5	7010	5010	2000		3,0	51
666,2	639,5	7090	4940	2150		3,2	47,5
668,2	639,5	5420	2370	3050		4,6	27
668,2	641,0	6280	2870	3410	4195	5,1	19
668,2	639,5	7130	5300	1830		2,7	56
668,2	640	7500	5010	2490		3,7	40,5
668,2	639,5	6760	4410	2350	4115	3,5	43
668,2	644,5	7350	4300	3050		4,6	36
669,8	640,5	7230	4455	2775	4110	4,2	33
720,0	650	5595	3680	1915	3690	2,7	48
714,6	650,5	6010	3690	2320		3,3	37
716,5	652	5720	3960	1760	3505	2,5	50
718,4	658	6010	3780	2230		3,1	36,5
717,4	654	5550	3320	2230	3620	3,1	38,5
718,4	659	5910	2950	2960		4,1	18
716,0	—	3600	0	3600	3600	5,0	—
717,5	658	6045	4072	1973		2,8	45
713,0	656	5965	3460	2505	3440	3,5	27

Druck des Zwischendampfes und zunehmender Zwischendampfentnahme. Für den Niederdruckzylinder ist dieser Koeffizient wesentlich kleiner als 1 und nimmt mit zunehmender Zwischendampfentnahme ab; im allgemeinen liegt er zwischen 0,80 und 0,90.

Die spezifische Dampfmenge x ist am Hochdruckzylinder am Ende der Expansion bei den Sattdampfversuchen 0,80 bis 0,90; sie wächst mit zunehmendem Zwischendampfdruck. Bei den sämtlichen Versuchen mit überhitztem Dampf ist x an der gleichen Stelle sehr angenähert gleich 1; x wächst natürlich auch hier mit dem Zwischendampfdruck und übersteigt bei vielen Versuchen den Wert 1, d. h. der Dampf ist am Ende der Expansion noch überhitzt.

Schon die Werte n, die für die Expansionskurve des Niederdruckzylinders angegeben wurden, ließen auf einen eigenartigen Verlauf des Dampfzustandes in diesem Zylinder schließen; aus diesem Grunde wurden die spezifischen Dampfmengen x für Beginn und Ende der Expansionskurve ermittelt. Zu Beginn der Expansion schwankte bei größerer Zwischendampfentnahme x zwischen 0,60 und 0,70 und erreichte am Ende der Expansion bei den meisten Versuchen den Wert 1. Auf den großen Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwand läßt der im Verhältnis zu der in den Niederdruckzylinder gelangenden Dampfmenge bedeutende Manteldampfverbrauch schließen, der bis zu 16 vH der im Niederdruckzylinder arbeitenden Dampfmenge beträgt.

Die Gütegrade η_g, die auch schon für die früheren Versuche nach der Begriffbestimmung des Vereines deutscher Ingenieure berechnet wurden, hat man hier für Hoch- und Niederdruckzylinder getrennt berechnet. Beide Zylinder wurden gleichsam als Glieder selbständiger Maschinen behandelt, und mit den ihnen zugeführten Dampfmengen und den ihnen zukommenden Druckgrenzen berechnete man η_g. Dem Hochdruckzylinder wurde die gesamte Dampfmenge, vermindert um den Heizdampf des Niederdruckmantels, zugeführt; sie arbeitete dort zwischen den Grenzen Dampfdruck und Temperatur unmittelbar vor der Maschine und Druck des Zwischendampfes. Dem Niederdruckzylinder wurde die um den Zwischendampf und den Manteldampf des Hochdruckzylinders verminderte Dampfmenge zugeführt. Als obere Druckgrenze wurde der Druck des Zwischendampfes, als untere der Druck im Kondensator angenommen. Da der Heizdampf dem Niederdruckmantel mit 4 kg/qcm abs. zugeführt wurde, ist die vorstehende Annahme für die obere Druckgrenze nicht vollkommen richtig; indessen muß diese Annäherung noch als unwesentlich bezeichnet werden gegenüber der weiteren, die darin besteht, daß man den gesamten, dem Niederdruckzylinder zugeführten Dampf als trocken gesättigt annimmt. Daß man übrigens bei der mit überhitztem Dampf arbeitenden Maschine ohne Zwischendampfentnahme in Wirklichkeit von diesem Zustande nicht weit entfernt sein kann, folgt daraus, daß sich für den Versuch Nr. 25 der Wert $\eta_g = 0{,}73$ ergibt. Für den Hochdruckzylinder liegen die Werte η_g bei Sattdampf zwischen 0,70 und 0,79 und steigen mit zunehmendem Zwischendampfdruck; die Versuche mit überhitztem Dampf liefern für η_g Werte zwischen 0,85 und 0,92; die Gesetzmäßigkeit ist im allgemeinen die gleiche wie bei den Versuchen mit Sattdampf. Für den Niederdruckzylinder bewegte sich bei sämtlichen Versuchen mit Zwischendampfentnahme η_g zwischen 0,47 und 0,63; der Versuch Nr. 25 ohne Zwischendampfentnahme ergab den Wert 0,73; die höchsten Werte für η_g wurden naturgemäß bei den Versuchen mit geringster Zwischendampfentnahme festgestellt. **Der Niederdruckzylinder der Versuchsmaschine arbeitete sonach bei großer Zwischendampfentnahme sehr unvorteilhaft.**

Es ist dabei zu beachten, daß die Maschine nicht für Zwischendampfentnahme, sondern als normale Zweifach-Expansionsmaschine gebaut ist. Zweifellos würden mit einem kleineren Niederdruckzylinder für diesen günstigere Ergebnisse erzielt worden sein; ich habe aus dieser Erwägung schon für die erste Betriebsmaschine dieser Art einen kleineren Niederdruckzylinder vorgeschlagen.

Die festgestellten Werte für x am Ende der Expansion im Niederdruckzylinder lassen mich außerdem vermuten, daß die Heizung des Niederdruckzylinders in der Weise, wie dies bei den Versuchen geschah, unzweckmäßig ist. Mir will es scheinen, daß die verhältnismäßig beträchtlichen Wärme-

mengen dem Dampf wesentlich vorteilhafter vor seinem Eintritt in den Niederdruckzylinder zugeführt worden wären als im Zylinder selbst.

Um nun schließlich den Nutzen der Zwischendampfentnahme zahlenmäßig festzustellen, wurden die der Maschine bei den einzelnen Versuchen für 1 PS_i zugeführten Wärmemengen W_2 sowie die der Maschine mit dem Zwischendampf entzogenen Wärmemengen W_3 berechnet; als Unterschied zwischen diesen beiden Werten bleibt die von der Maschine verbrauchte Wärmemenge W_x. Aus den Versuchen ohne Zwischendampfentnahme ergibt sich außerdem der Wärmeverbrauch W_1 der normal arbeitenden Maschine; die auf letztere bezogene Wärmeersparnis berechnet sich dann zu $100 \cdot \frac{W_1 - W_x}{W_1}$ vH.

Für die durchgeführten Versuche ergab sich die Wärmeersparnis zu 18 bis 56 vH, je nach der Größe der Zwischendampfentnahme und der Höhe des Zwischendampfdruckes.

Um ein Bild von der Dampfverteilung zu geben, sind im folgenden einige Diagrammsätze rankinisiert dargestellt. Zur leichteren Beurteilung der Diagramme ist in allen Fällen durch den Anfangspunkt der Expansionslinie des Hochdruckzylinders eine gleichseitige Hyperbel gelegt. Die Figuren 27 bis 30 stammen von Sattdampfversuchen mit rd. 12 kg/qcm abs.[1]) Anfangsdruck bei rund 60 PS Nutzleistung. Bei den durch Fig. 27 und 28 dargestellten Versuchen betrug der Zwischendampfdruck 2,55 kg/qcm abs.; die Dampfentnahme betrug beim ersteren 45,8 vH, beim letzteren 77,7 vH des Gesamtverbrauches. Eine größere Dampfmenge als bei dem durch Fig. 28 dargestellten Versuch konnte der Versuchsmaschine bei dem vorliegenden Aufnehmerdruck nicht entnommen werden, da die Niederdruckfüllung nicht weiter verkleinert werden konnte.

Sollen einer Maschine im allgemeinen derart große Dampfmengen zwischen beiden Zylindern entzogen werden, so empfiehlt es sich, den Kolbenwegraum des Niederdruckzylinders wesentlich kleiner zu wählen. Wir sind bei praktischen Ausführungen mit dem Verhältnis der Kolbenwegräume beider Zylinder bereits bis auf 1:1,5 heruntergegangen.

Fig. 29 und 30 entsprechen den in Zahlentafel 8 enthaltenen Versuchen Nr. 8 und 10. Der

[1]) In den Indikatordiagrammen der Abhandlung sind überall Ueberdrücke angegeben.

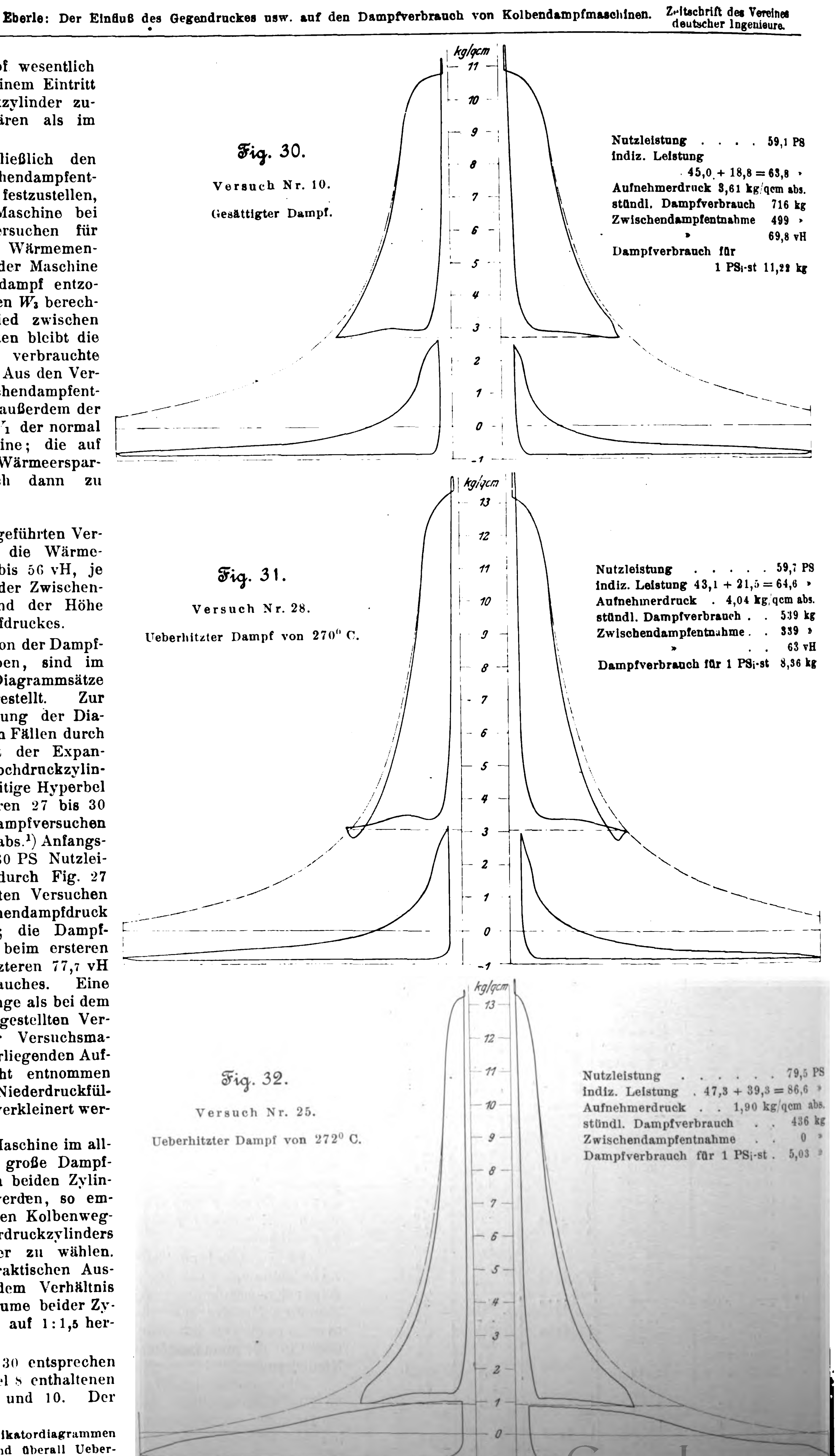


Fig. 30. Versuch Nr. 10. Gesättigter Dampf.

Fig. 31. Versuch Nr. 28. Ueberhitzter Dampf von 270° C.

Fig. 32. Versuch Nr. 25. Ueberhitzter Dampf von 272° C.

Druck im Aufnehmer betrug 3,59 bezw. 3,61 kg/qcm abs. und die Zwischendampfentnahme 47,6 vH bezw. 69,8 vH des Gesamtverbrauches der Maschine.

Fig. 31 bis 33 stellen rankinisierte Diagramme von Versuchen mit überhitztem Dampf von etwa 14 kg/qcm abs. Anfangsdruck und etwa 270° C Eintrittemperatur dar. Fig. 31 ist dem Versuche Nr. 28 entnommen, der bei 4,04 kg/qcm abs. Aufnehmerdruck und 63 vH Zwischendampfentnahme sowie 59,7 PS Nutzleistung durchgeführt wurde. Die Diagramme Nr. 32 und 33 entsprechen den Versuchen Nr. 25 und 26 der Zahlentafel 8, die bei etwa 80 PS Nutzleistung durchgeführt wurden, und zwar der erstere ohne Zwischendampfentnahme, der letztere mit 73,5 vH Entnahme bei 3,97 kg/qcm abs. Aufnehmerdruck.

Schließlich ist in Fig. 34 das nach einem mittleren Dia-

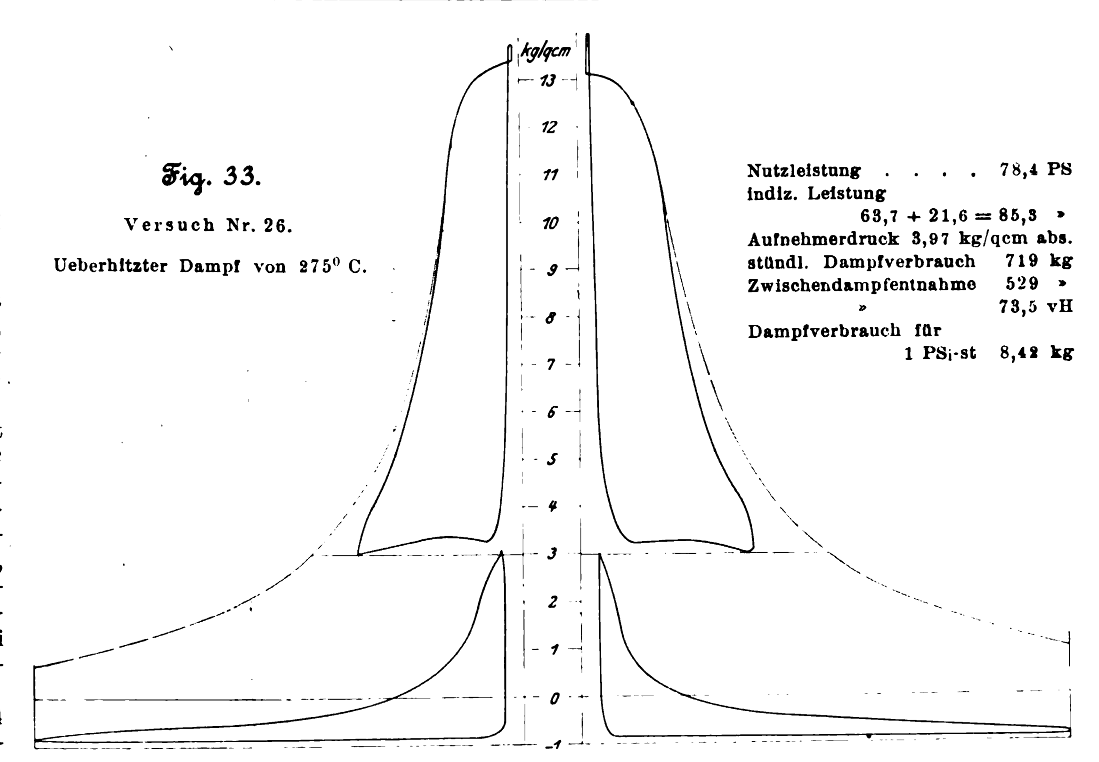


Fig. 33.

Versuch Nr. 26.

Ueberhitzter Dampf von 275° C.

Fig. 34.

grammsatz des Versuches Nr. 5 der Zahlentafel 8 konstruierte Wärmediagramm dargestellt. Es zeigt in sehr klarer Weise den großen Wärmeaustausch zwischen Arbeit- und Manteldampf im Niederdruckzylinder, worauf schon früher hingewiesen worden ist.

Die in dieser Abhandlung besprochenen Versuchsergebnisse gelten in ihren Absolutwerten naturgemäß nur für die Versuchsmaschine; dagegen bin ich der Meinung, daß die aus den vergleichenden Versuchen und Betrachtungen sich ergebenden Folgerungen über den Einfluß veränderten Gegendruckes und der Zwischendampfentnahme sinngemäß verallgemeinert werden dürfen.

Die angebliche Gefährlichkeit des Leuchtgases im Lichte statistischer Tatsachen.

In Z. 1907 S. 107 ist unter obigem Titel ein Auszug aus einem längeren, in Schillings Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung erschienenen Aufsatz von Franz Schäfer, Dessau, veröffentlicht worden. Gegen diesen Aufsatz wenden sich zwei eingehende Abhandlungen von Georg Dettmar, Berlin, die in der ETZ 1907 Heft 21 und 22 veröffentlicht worden sind. Dettmar spricht darin folgendes aus:

Die von Schäfer mitgeteilten Ergebnisse sind zum Teil haltlos, weil die verwendeten statistischen Unterlagen zum Teil falsch sind. Einerseits ist gegen die von Schäfer befolgten Verfahren, Elektrizität und Gas in ihrer Verbreitung

1) nach aufgestellten Zählern,

2) nach abgegebenen Wärmeeinheiten

zu vergleichen, Einspruch zu erheben, anderseits enthält die von Schäfer benutzte Statistik über die Verwendung der Dampfkraft zur Erzeugung von Elektrizität in Deutschland nur den 4,5ten Teil der wirklichen Werte, weist also Abweichungen von 75 vH gegenüber der Wirklichkeit auf.

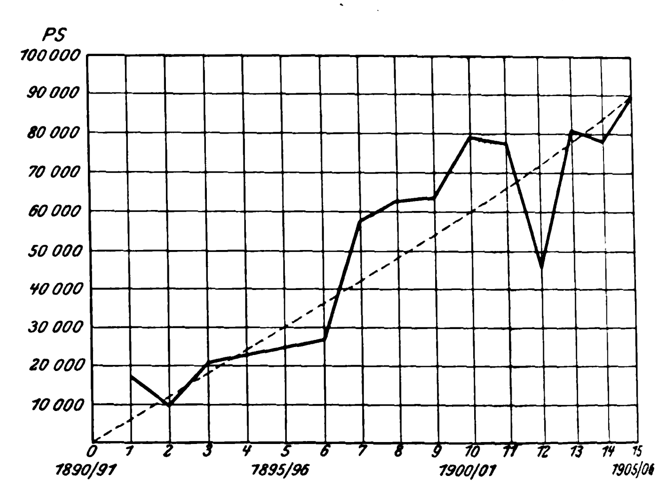
Dettmar erklärt, daß auf Grund seiner genauen Nachforschungen und Prüfungen die vom Königl. Statistischen Landesamt Berlin herausgegebene Statistik über die Benutzung der Dampfkraft zur Erzeugung von elektrischem Strom ganz und gar mangelhaft und zum großen Teil völlig wertlos sei. Mit Unterstützung durch die Mehrzahl der deutschen elektrotechnischen Firmen habe er selber Feststellungen über die Verbreitung der Elektrizität gemacht. Dabei habe er ermittelt, wieviel Stromerzeuger in Deutschland im Kalenderjahr 1906 insgesamt zur Aufstellung gekommen sind, wobei alle Umformer, Zusatzmaschinen und sonstigen lediglich zur Stromumformung dienenden Maschinen nicht eingerechnet sind; es handelt sich also nur um die Dynamomaschinen, welche wirklich zur Umwandlung mechanischer Arbeit in elektrische Arbeit Verwendung finden. Es ergab sich auf diese Weise, daß im Jahr 1906 insgesamt 8660 Dynamomaschinen mit einer zugeführten Arbeit von rd. 750 000 PS abgeliefert worden sind. Hiervon beruhen weniger als 10 vH auf Schätzung. Wenn diese also um ± 20 vH falsch sein sollte, so würde das Gesamtergebnis doch auf ± 2 vH genau sein.

Wie Dettmar weiter ausführt, sollen nach den Zahlen, die das Preußische Landesamt im Statistischen Jahrbuch angegeben hat, in einem gleichgroßen Zeitraum in Preußen rd. 89 500 PS für Stromerzeugung durch Dampfmaschinen hinzugekommen sein. Verallgemeinert man diese Zahl auf Deutschland, so muß man einen Zuschlag von 50 vH machen, da die Einwohnerzahl des außerpreußischen Teiles von Deutschland 52 vH, der Flächeninhalt 54 vH desjenigen von Preußen beträgt. Man wird somit keinen erheblichen Fehler begehen, wenn man für die Dampfkraft einen Zuschlag von rd. 50 vH wählt. Das würde für Deutschland eine jährliche Zunahme von rd. 135 000 PS der für Erzeugung von Elektrizität benutzten Dampfkraft bedeuten. Da die wirkliche Zunahme aber rd. 750 000 PS beträgt, so schließt Dettmar, daß entweder die andern Kraftquellen (Gas, Wasser usw.) eine mehr als 4,5 fache Leistung von derjenigen des Dampfes haben, oder, was doch wahrscheinlicher sei, die Statistik des Landesamtes enthalte nur einen kleinen Teil der wirklichen Dampfkraft, welche zur Erzeugung von elektrischem Strom dient. Man könne nun annehmen, daß von diesen 750 000 PS mindestens rd. 600 000 PS durch Dampf betrieben werden. Da die Statistik aber nur 135 000 PS ergibt, so sehe man, daß sie nur den rd. 4,5ten Teil der wirklich vorhandenen Werte enthalte.

Die folgende Zahlentafel ist nach den Angaben der Statistik aufgestellt.

Dampfkraft zur Erzeugung von elektrischem Strom (gültig jeweilig für den 1. April).

	1	2	3	4	5
Jahrgang	ausschließlich zu elektrischen Zwecken PS	gleichzeitig zu andern Zwecken PS	für Elektrizität 1/3 der Werte in Spalte 2 PS	Summe der Werte in Spalte 1 und 3 PS	Jährliche Zunahme (für Spalte 4) PS
1906	760 027	123 337	41 112	801 139	89 517
1905	672 943	116 038	38 679	711 622	78 367
1904	595 746	112 528	37 509	633 255	81 023
1903	516 682	106 652	35 550	552 232	47 195
1902	470 854	102 551	34 183	505 037	78 279
1901	394 657	96 304	32 101	426 758	79 661
1900	318 979	84 355	28 118	347 097	63 643
1899	258 511	74 831	24 943	283 454	62 948
1898	201 396	57 330	19 110	220 506	57 131
1897	149 096	42 839	14 279	163 375	27 854
1896	124 566	32 866	10 955	185 521	
1895	Angaben für 1895 nicht erhältlich				
1894	84 598	16 866	5 622	90 220	20 520
1893	66 528	9 517	3 172	69 700	9 741
1892	55 396	13 691	4 563	59 959	17 056
1891	39 610	9 879	3 293	42 903	



Aus der Figur, in der die Ergebnisse der letzten Spalte aufgetragen sind, entnimmt Dettmar, daß eine ziemlich gleichmäßige Entwicklung stattgefunden hat. Unter der Annahme, daß die wirklichen Werte sich ähnlich verhalten wie diese von der Statistik ermittelten Zahlen, gelangt er zu dem Ergebnis, daß am 1 April 1906 rd. 4 800 000 durch Dampf erzeugte Pferdestärken zur Herstellung von elektrischem Strom verwendet worden sind. Setzt man für Wasser und Gas zusammen 25 vH hiervon ein, so werden augenblicklich schätzungsweise rd. 6 Mill. PS in Elektrizität umgesetzt. Nach der letzten Statistik der in Deutschland im Betrieb befindlichen Elektrizitätswerke werden darin rd. 900 000 PS verbraucht, so daß also in Einzelanlagen annähernd 5,1 Mill. PS zur Erzeugung von Elektrizität Verwendung finden. Daraus entnimmt Dettmar, daß die Einzelanlagen heute ungefähr eine sechsmal so große Leistungsfähigkeit haben wie die zentralen Anlagen. Da nun Schäfer auf Grund der mangelhaften Statistik und unter möglichst günstigen Verhältnissen für Gas herausgerechnet habe, daß heute mindestens zehnmal so viel Energie in Form von Gas wie in Form von Elektrizität verteilt wird, wobei er die Einzelanlagen gleich den Zentralanlagen gesetzt habe, so sei seine Schätzung mindestens im Verhältnis 1 : 3 falsch.

Nun sei aber noch zu berücksichtigen, daß die Einzelanlagen, die der Hauptsache nach industrielle Anlagen sind, eine sehr erheblich höhere Benutzungsdauer haben als die Anschlüsse an Zentralen. Man könne bei Einzelanlagen im Mittel mit mindestens 1500 st rechnen. Damit werde aber die von den elektrischen Anlagen abgegebene Arbeit annähernd gleich groß oder sogar noch etwas größer als die der Gasanlagen.

Dettmar gelangt auf Grund des Gesagten zu dem Schluß, daß die Anwendung der Elektrizität diejenige des Gases schon erheblich überflügelt hat, und daß in wenigen Jahren das Gas von der Elektrizität weit übertroffen sein wird; denn die Zunahme, die Schäfer bei Gas als erheblich größer als

bei Elektrizität angibt, sei in Wirklichkeit kleiner, da eben die Einzelanlagen das Sechsfache von dem ausmachen, womit sie Schäfer eingeschätzt hat.

Weiter spricht Dettmar als Ergebnis seiner Untersuchung aus, daß nicht nur die Statistik über die Dampfkraft, die zur Erzeugung von Elektrizität verwendet wird, falsch, sondern auch die allgemeine Statistik über Dampfmaschinen in Preußen stark fehlerhaft sei.

Auch den von Schäfer aufgestellten Vergleich über die Feuer- und Lebensgefährlichkeit von elektrischen bezw. Gasanlagen erachtet Dettmar als durchaus falsch, und zwar zu ungunsten der Elektrizität. Den Untersuchungen lägen die Angaben der Statistik zugrunde, die der Verband deutscher Privat-Feuerversicherungsgesellschaften über die elektrischen Brände in Deutschland jährlich führt. Bei genauer Prüfung aber hat Dettmar gefunden, daß auch diese Statistik durchaus mangelhaft und unzuverlässig sei, so daß auch ihre Veröffentlichung in der ETZ künftig unterbleiben wird. So habe z. B. die Nachforschung gezeigt, daß gerade die beiden mit den höchsten Brandschäden in der Statistik verzeichneten Brände nicht auf Wirkung des elektrischen Stromes zurückzuführen sind, was in dem einen Falle sogar die von der Versicherungsgesellschaft selbst veranstaltete Untersuchung erwiesen hatte. Ferner sind fünf Brandfälle aufgeführt, »deren nähere Ursache unermittelt blieb«. Dettmar berechnet den Fehler der Statistik auf rd. 80 vH.

Wenn man die erwähnte Statistik als unzutreffend ausscheide, so fallen fast sämtliche bisherigen Veröffentlichungen bezüglich der Feuersgefahr elektrisch installierter Gebäude in sich zusammen.

Nach Prüfung der vorhandenen Zahlen gelangt Dettmar zu dem Schluß, daß besonders seit dem Wirksamwerden der Sicherheitsvorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker, also etwa seit 1900, der Prozentsatz der »elektrischen Brände« zurückgeht, und da dies trotz der ungeheuern Zunahme in der Verbreitung der Elektrizität der Fall ist, so zeige es wohl deutlich, welchen hohen Grad von Feuersicherheit heute die elektrischen Anlagen haben. Wenn Schäfer in seinem Vergleich der Feuersgefahr für Elektrizität und Gas zu dem entgegengesetzten Ergebnis gekommen ist, so führt Dettmar dies lediglich darauf zurück, daß er mit falschen Zahlen gearbeitet habe. Man gehe nicht sehr fehl, wenn man den prozentualen Anteil an den Bränden für Deutschland folgendermaßen schätze:

Elektrizität	0,15 bis 0,2 vH
Gas	0,23 » 0,4 »
Spielen mit Streichhölzern	5 » 7 »

Sehe man sich diese Zahlen an, so falle sofort auf, daß der Anteil der Elektrizität wie auch des Gases an den Bränden außerordentlich klein sei gegenüber dem Spielen mit Streichhölzern. Fast jede der bekannt gewordenen Statistiken beweise das immer wieder, und auch Schäfer habe mit Recht in seiner Arbeit darauf hingewiesen. Er habe dabei aber vollkommen übersehen, daß ein großer Teil der durch mit Streichhölzern spielende Kinder verursachten Brände gerade auch auf das Gas wie auch zum Teil auf Petroleum- und Spiritusbeleuchtung zurückzuführen sei. Gerade diese Beleuchtungsarten machen die Verwendung von Streichhölzern nötig, und am allerschlimmsten darin sei das Gas, weil es hauptsächlich mit festen Beleuchtungskörpern arbeite, so daß man also mit dem Streichholz an den Beleuchtungskörper herangehen müsse und somit die Streichhölzer in den Zimmern verwende, wo sie den Kindern dann leicht zugänglich sind.

Einen Beweis für die große Sicherheit der elektrischen Beleuchtung erblickt Dettmar darin, daß gerade die Gasanstalten heute einen großen Teil ihrer Räume elektrisch beleuchten.

Bezüglich der Unfälle liegt fast gar kein zuverlässiges Material vor. Von den gesamten in Preußen tödlich verlaufenen Unfällen betragen die »elektrischen« nur 0,21 vH. Wie man sieht, ist hier wieder der Anteil der Elektrizität an der Gesamtzahl der Unfälle außerordentlich niedrig.

Den von Schäfer durchgeführten Vergleich von Unfällen in Gas- und Elektrizitätswerken weist Dettmar, da er nur auf zwei Werken beruhe, als ungenügend zurück. Dagegen zeigt er, daß die Zahl der Unfälle einer größeren Anzahl von Elektrizitätswerken außerordentlich gering ist.

Zu den vorstehenden Einwänden hat wiederum F. Schäfer im Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1907 Heft 42 und in ETZ 1907 S. 1183 Stellung genommen. Er hält nach wie vor die sämtlichen Schlußfolgerungen, die er an den Vergleich der Verbreitung von Gas und Elektrizität nach der Anzahl der an die Zentralen angeschlossenen Zähler geknüpft hatte, aufrecht, da zur Gewinnung eines Urteils über die Feuergefährlichkeit von Gas und Elektrizität aus den Brandursachenstatistiken der Feuerversicherungsgesellschaften weit weniger die Größe oder der Umfang der einzelnen Anschlüsse, als vielmehr die Anzahl der mit Gas oder Elektrizität versorgten Grundstücke, Gebäude, Wohnungen, Fahrzeuge usw. und die Anzahl der Benutzer des einen oder andern Energieträgers in Betracht kommen. Dettmar habe die Tragweite der angeblichen Ungenauigkeit der landesamtlichen Dampfkraftstatistik außerordentlich überschätzt; diese Statistik sei weder die einzige, noch auch nur eine wesentliche Grundlage der in der Abhandlung aufgestellten Sätze gewesen.

Weiter wendet er sich gegen die Verschiebung der Vergleichgrundlage, die Dettmar dadurch einseitig vorgenommen habe, daß er statt des Vergleiches nach abgegebenen Energiemengen nur für die elektrischen Anlagen Angaben über die Leistungsfähigkeit in PS, ausgehend von den im Jahr 1906 neu aufgestellten Stromerzeugern, gemacht hat, ohne diesen Angaben die entsprechenden Zahlen über die Leistungsfähigkeit der in derselben Zeit in Betrieb gekommenen Gaserzeuger gegenüberzustellen. Es lasse sich aus den Geschäftsberichten der Eichbehörden leicht nachweisen, daß sowohl im Jahr 1906, wie auch in den letzten $1^1/_2$ Jahrzehnten zusammen der Zuwachs an Leistungsfähigkeit allein bei den Gaszentralen größer gewesen ist, als der von Dettmar durch Umfrage bei den elektrotechnischen Fabriken ermittelte Zuwachs an Leistungsfähigkeit der elektrischen Zentral- und Einzelanlagen zusammengenommen. Den von Dettmar für 1906 ermittelten 750 000 PS steht nämlich in den für das gleiche Jahr amtlich nachgewiesenen neuen Gasuhren ein Aequivalent von über 1 275 000 PS gegenüber; ebenso der auf 6 Mill. PS geschätzten Gesamtleistungsfähigkeit aller elektrischen Anlagen ein erwiesener Zuwachs an Leistungsfähigkeit allein der Gaszentralen von über 10 Mill. PS. In bezug auf die Einzelanlagen der verschiedenen Gasarten hat Schäfer durch eine Umfrage bei den wichtigsten einschlägigen Fabriken festgestellt, daß die im Jahr 1906 in Deutschland abgelieferten Gaserzeuger für Beleuchtung, Kraft- und Wärmeentwicklung an Zahl, Leistungsfähigkeit und durchschnittlicher jährlicher Benutzungsdauer die elektrischen Einzelanlagen weit übertreffen. Von einer Ueberflügelung des Gases durch die Elektrizität könne daher garnicht die Rede sein.

Der höheren jährlichen Betriebsdauer der Einzelanlagen habe er bei Aufstellung seiner Schlüsse von vornherein Rechnung getragen.

Den Ausführungen Dettmars, wonach die Feuersicherheit elektrischer Anlagen seit dem Jahre 1900 besonders hoch gewesen ist, widerspricht Schäfer mit Hinweis auf eine neue Statistik des Königl. Statistischen Landesamtes, nach welcher in den Jahren von 1900 bis 1905 die Brandfälle durch Elektrizität um 150 vH zugenommen haben. Ferner erhebt er Einspruch gegen die Behauptung Dettmars, daß eine große Anzahl Brände, die durch Spielen von Kindern mit Zündhölzern entstehen, mittelbar dem Gase zur Last fallen. Aus dem reichhaltigen Zahlenmaterial der Feuerversicherungsanstalten gehe hervor, daß die weit überwiegende Mehrzahl solcher Brände auf dem überhaupt nicht mit Gas versorgten platten Lande vorkommt.

Sitzungsberichte der Bezirksvereine.

Eingegangen 29. November 1907.

Elsaß-Lothringer Bezirksverein.

Sitzung vom 5. Oktober 1907.

Vorsitzender: Hr. Rohr. Schriftführer: Hr. Seidel.

Anwesend 29 Mitglieder und 3 Gäste.

Der Vorsitzende gedenkt der verstorbenen Mitglieder Mock und Engelmayer. Die Anwesenden ehren deren Andenken durch Erheben von den Sitzen.

Hr. Ballauf spricht über elektrische Ventilwirkungen.

Der Vortragende erörtert die Ventilwirkungen elektrischer Apparate, d. h. die Eigenschaft, unter bestimmten Umständen einen elektrischen Strom nur in einer bestimmten Richtung durchzulassen, an einer Reihe von Einzelfällen und praktischen Versuchen. Er beginnt mit der Graetzschen Aluminiumzelle, die einen Strom in der Richtung, in der das Aluminium Anode ist, nicht durchläßt, während ein Strom in entgegengesetzter Richtung fast mit voller Stärke durchgeht. Bei welcher Spannung die Ventilwirkung aufhört, hängt von der Wahl des Elektrolyten ab; eine Zelle mit Alaun als Elektrolyt drosselt 22 V ab, während eine Ammoniumphosphatlösung noch Ströme bis zu 140 V nicht durchläßt.

Infolge dieser Ventilwirkung kann eine solche Zelle zur Gleichrichtung eines Wechselstromes benutzt werden. Bei nur einer Zelle geht diejenige Hälfte der Wechselstromperiode, für welche das Aluminium Anode ist, nicht hindurch, so daß man unterbrochenen Gleichstrom erhält und die Hälfte des Stromes verliert. Graetz hat einen aus 4 in besonderer Weise geschalteten Zellen bestehenden Gleichrichter gebaut, der es ermöglicht, auch die andre Hälfte der Periode zu verwerten und fast die gesamte Energie des Wechselstromes als pulsierenden Gleichstrom zu gewinnen. Der Vortragende führt einige Versuche mit Anwendung des genannten Gleichrichters vor, die zugleich zeigen, daß das Pulsieren des Gleichstromes in vielen Fällen die Versuche nicht beeinträchtigt (Elektrolyse von Glaubersalz mit einigen Tropfen Phenolphthalein, Betrieb eines Induktors mittels Wehnelt-Unterbrechers).

Er macht dabei auf die Beobachtungen W. von Boltons aufmerksam, wonach das Tantal in hervorragendem Maße die Eigenschaft besitzt, passiviert zu werden, und wiederholt die oben besprochenen Versuche unter Benutzung einer Zelle mit Tantal-Elektroden, durch welche die hohe Passivierbarkeit des Tantals dargetan wird.

Sodann bespricht der Redner die Entdeckung des Professors Wehnelt, daß die Oxyde der Metalle der alkalischen Erden in glühendem Zustande zahlreiche negative Elektronen aussenden. Nach einer kurzen Darlegung der Elektronentheorie, wobei die Wanderung der Ionen durch Versuch vorgeführt wird, macht er einige Angaben über den Spannungsverlauf in einem evakuierten Entladungsrohr. Bekanntlich findet an der Kathode ein großer Spannungsabfall statt, der sogenannte Kathodenfall, dessen Ursache nach der Elektronentheorie in einer Verarmung an negativen Elektronen zu suchen ist. Werden in den Verarmungsbereich sekundär erzeugte Elektronen hineingebracht, so wird die Verarmung der negativen Elektronen zum Teil aufgehoben und der Kathodenfall herabgesetzt. Wehnelt erreicht diese Wirkung dadurch, daß er in einem Entladungsrohr eine Elektrode mit einer Schicht von Kalziumoxyd überzieht und diese Schicht auf elektrischem Wege zum Glühen bringt. Der Vortragende führt ein derart konstruiertes Wehnelt-Rohr vor und zeigt durch den Versuch, daß ein Strom nur dann hindurchgeht, wenn seine Richtung derjenigen der von der glühenden Elektrode ausgesandten Elektronen entgegengesetzt ist.

Ein solches Rohr wirkt demnach als Ventil und ist aus diesem Grunde von Wehnelt als elektrisches Ventilrohr bezeichnet worden. Wegen dieser Wirkung kann das Ventilrohr zur Umformung von Wechselstrom in Gleichstrom benutzt werden, da nur diejenige Stromhälfte hindurchgeht, für welche die glühende Oxydelektrode Kathode ist.

Zum Schluß bespricht der Vortragende die Ventilwirkungen, die sich an der Quecksilberdampflampe beobachten lassen. Nach einigen einleitenden Bemerkungen über diese Lampe[1]) hebt er hervor, daß die Lampe von Cooper-Hewitt, die eine Quecksilberelektrode und eine Elektrode aus Eisen oder Stahl enthält, einen Strom in der Richtung vom Eisen zum Quecksilber ohne großen Widerstand hindurchgehen läßt, einen Strom in entgegengesetzter Richtung jedoch aufhält. Diese Ventilwirkung hat Cooper-Hewitt zur Umformung benutzt. Es wird zuerst gezeigt, daß dreiphasiger Wechselstrom durch eine Lampe mit drei Eisenelektroden und einer Quecksilberelektrode in Gleichstrom übergeführt wird; ferner die von Cooper-Hewitt angegebene Anordnung, die es ermöglicht, einphasigen Wechselstrom in Gleichstrom umzuformen.

[1]) s. Z. 1905 S. 927.

Eingegangen 12. Oktober 1907.

Schleswig-Holsteinischer Bezirksverein.

Sitzung vom 10. Mai 1907.

Vorsitzender: Hr. Uthemann. Schriftführer: Hr. Schulz.

Anwesend 21 Mitglieder und 2 Gäste.

Hr. Becker spricht über

Unterwasserschallsignale.

Die ältesten wissenschaftlichen Versuche reichen bis in das Jahr 1827 zurück, wo Colladon und Sturm auf dem Bodensee die Geschwindigkeit des Schalles im Wasser feststellten, die etwa das Viereinhalbfache derjenigen in der Luft beträgt. Weitere eingehende Messungen durch die Nautische Abteilung des Reichsmarineamtes, durch Körte auf dem Müggelsee, sowie durch englische, besonders aber amerikanische Physiker haben dieses Ergebnis bestätigt. In neuerer Zeit haben vor allem die Amerikaner Mundy, Gray und Millet die Schallübertragung durch das Wasser für die Sicherheit der Seeschiffahrt nutzbar gemacht. Während man bis dahin die von einer untergetauchten Glocke erzeugten Schallwellen durch einen versenkten Körper aufnahm und mit einem Fortsatz dieses Körpers über Wasser in die Luft leitete, um sie so dem Ohr vernehmbar zu machen, übertrugen die genannten Amerikaner zum erstenmal die Schallwellen auf die Membran eines eingetauchten Mikrophons. Von hier übertrug eine Drahtleitung sie nach einem Telephon. Die Hörweite wurde durch diese Anordnung erheblich vergrößert. Sollten diese Empfängerapparate für die Schiffahrt von Nutzen sein, so mußten sie einem Schiff auch während der Fahrt brauchbare Töne übermitteln können. Versuche mit an Kabeln nachgeschleppten Mikrophonen ergaben nur für ganz geringe Fahrtgeschwindigkeiten brauchbare Töne, da die an den Ecken und Kanten der durch das Wasser geschleppten Apparate entstehenden Wirbel Geräusche erzeugten, welche die Glocke übertönten. Da bei dieser Uebertragungsart auch die sehr wichtige Bestimmung der Schallrichtung nicht möglich war, so erkannte man bald die Unzulänglichkeit der gewählten Anordnung.

Mundy machte bei seinen Laboratoriumversuchen die Entdeckung, daß, wenn ein kleiner mit Flüssigkeit gefüllter Behälter an der inneren Wandung eines leeren schwimmenden Eisenkessels befestigt wird, die Glockentöne von einem in die Flüssigkeit des Behälters getauchten Mikrophon erheblich besser aufgenommen werden, als wenn das Mikrophon unmittelbar an der Innenwandung des Eisenkessels befestigt ist. Auf Grund dieser Entdeckung wurden mehrere kleine mit Wasser gefüllte Behälter von innen an der Außenhaut eines Versuchschiffes unterhalb der Wasserlinie befestigt und eingekapselte Mikrophone darin untergetaucht. Die ersten praktischen Versuche mit dieser Anordnung waren derartig entmutigend, daß die Erfinder nochmals zu Versuchen mit einigen außenbords untergetauchten Hörvorrichtungen zurückkehrten; denn es zeigte sich, daß die Eigengeräusche des Schiffes von den Mikrophonen äußerst stark aufgenommen wurden. Es wurden nun mehrere fischförmige, mit Mikrophonen ausgestattete Modelle geschleppt, die mehr oder weniger günstig wirkten; da aber keines dieser Modelle für die Bestimmung der Schallrichtung brauchbar war, so nahm Mundy seine früheren Versuche wieder auf. Es zeigte sich, daß die Abmessungen der Behälter von Wichtigkeit sind, denn sie schienen als Schallresonatoren zu wirken. Bis zu diesem Zeitpunkt hatte die Submarine Signal Company, die sich in Boston zur Förderung und Ausnutzung der neuen Schallübertragung gebildet hatte, bereits gegen 20 000 £ für Versuche ausgegeben, während die praktischen Ergebnisse noch recht entmutigend waren.

Inzwischen hatten wiederholte Versuche mit Glocken in offener See ergeben, daß sich Glocken mit dickem wulstigem Rand und hoher Schwingungszahl am besten als Tongeber eignen, während gewöhnliche Kirchenglocken, wie man sie anfangs benutzte, unter Wasser kaum einen metallischen

Klang geben. Als Normalglocke hat sich jetzt ein Bronzemodell herausgebildet, das rd. 30 kg wiegt, 424 Schwingungen in der Sekunde macht und nur 24 cm Höhe hat. Ein rd. 8 kg schwerer Klöppel im Innern der Glocke wird mittels Preßluft, Elektrizität oder Dampfkraft in gleichen Abständen zum Anschlag gebracht. Die Glocken werden entweder in der Nähe von Leuchttürmen oder an Bord einer Feuerschiffes so angebracht, daß sie einige Meter unter dem Kiel hängen; oder man befestigt sie an Bojen, wo der Anschlag durch die Wellenbewegung verursacht wird.

Der Empfänger besteht aus 2 kleinen gußeisernen Behältern, die an jeder Seite des Vorschiffes innenbords 2 bis 3 m unterhalb der Wasserlinie gegen die Bordwand gepreßt sind. Es sind dies Kasten mit gewölbtem Boden; die gegenüberliegende offene Seite ist mit Gummidichtung zwischen zwei Spanten an der Schiffswand befestigt; sie sind mit Seewasser gefüllt, das ein Mikrophon, den sogenannten Transmitter, umspült. Dieser hat die Form einer platten Taschenuhr und ist mit dem Ruderhaus auf der Kommandobrücke durch Telephonleitungen verbunden. Der Schallgeber im Ruderhaus ist so eingerichtet, daß man abwechselnd den einen oder den andern der beiden Empfänger anstellen kann. Durch diese Einrichtung läßt sich leicht feststellen, von welcher Seite der Ton kommt.

Während diese Einrichtungen in Amerika schon weite Verbreitung gefunden hatten, sind in der deutschen Marine zuerst auf dem Tonnenleger »Wik« eingehende Versuche angestellt worden, welche die Brauchbarkeit des Gerätes als Erkundungsmittel besonders bei Nebel erwiesen, wenn auch die gerade bei diesen Versuchen erzielten Ergebnisse wegen der ungünstigen Bugform des Schiffes (Eisbrecher) und wegen seines geringen Tiefganges nicht sehr befriedigend ausfielen. Von den deutschen Kriegschiffen sind darauf »Hohenzollern«, »Roon«, »Deutschland« und »München« mit einem Empfänger versehen worden, und in unsrer Handelsmarine hat besonders der Norddeutsche Lloyd die Einrichtungen auf seinen sämtlichen Schiffen eingebaut.

Der Ton am Telephon ist bei einer Entfernung von mehreren Seemeilen nur schwach zu hören, so daß für die Bedienung eine gewisse Uebung erforderlich ist. Man hat Signale bis zu 14 Seemeilen noch deutlich vernommen, während für die Praxis wohl immer 5 bis 7 Seemeilen ausreichen werden.

Zum Schluß weist der Vortragende auf die Vorzüge der Unterwasserschallsignale vor den Luftsignalen (Hörner und Sirenen) wegen der Unabhängigkeit von Wind und Wetter hin. Er zeigt auch wie man durch einfache Messungen den genauen Ort der Glocke, nach Wahrnehmung der Töne von zwei verschiedenen Schiffsorten aus finden kann, was bei Nebel von großer Wichtigkeit ist. Auch ist es gelungen, derartige Signale von Schiff zu Schiff zu geben; in diesem Fall besteht der Geber aus einer Glocke, die im Bug des Schiffes in einem von Bordwand zu Bordwand reichenden, mit Seewasser gefüllten Behälter untergebracht ist. Der Wert, den diese Einrichtung für die Verständigung zwischen Unterseebooten unter sich und mit der Flotte haben wird, ist unverkennbar.

Es steht zu erwarten, daß das Unterwasserschallsignal als internationales Hülfsmittel für die Sicherheit der Seeschiffahrt nach weiterer Vervollkommnung unentbehrlich werden wird. Als Verbesserungen wären anzustreben: Verstärkung der vom Tongeber ausgesandten Energie und leichtere Wahrnehmbarkeit der Signale am Empfänger, sei es mit dem Gehör, oder vielleicht besser durch das Gesicht (Aufleuchten von kleinen Glühlampen oder Bewegung von Zeigern).

Bücherschau.

Bei der Redaktion eingegangene Bücher.

Der günstigste Gurtabstand sowie die Gewichte gegliederter flußeiserner Zweigelenkbogenträger mit nahezu parallelen Gurtungen. Von G. Trauer. Dresden-A. 1907, A. Dressel, Akademische Buchhandlung. 86 S. mit 2 Fig. und 6 Taf. Preis 4 *M*.

Bibliothek der gesamten Technik. 29. Bd.: Untersuchung der Dampferzeugungsanlagen auf ihre Wirtschaftlichkeit und Vorschläge zu deren Erhöhung. Von Paul Koch. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 170 S. mit 59 Fig. Preis 2,40 *M*.

Desgl. 36. Bd.: Feuerungswesen von O. Bender. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 263 S. mit 77 Fig. Preis 3,80 *M*.

Desgl. 42 Bd.: Handbuch für den Bau und die Instandhaltung der Oberleitungsanlagen elektrischer Bahnen. Von Arthur Ertel. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 334 S. mit 294 Fig. und 2 Taf. Preis 4,20 *M*.

Desgl. 58. Bd.: Die Gewinnung der nutzbaren Mineralien von den Lagerstätten. Von A. Dittmarsch. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 82 S. mit 79 Fig. Preis 1,20 *M*.

Desgl. 60. Bd.: Baukonstruktion. Erster Band. Konstruktionselemente in Stein, Holz und Eisen. Von H. Feldmann. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 54 S. mit 113 Fig. Preis 1 *M*.

Desgl. 61. Bd.: Die Elektrizität als Wärmequelle. Von Dr. Friedrich Schoenbeck. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 100 S. mit 53 Fig. Preis 1,60 *M*.

Desgl. 63. Bd.: Baukonstruktion. Zweiter Band. Die Gebäudemauern. Von H. Feldmann. Hannover 1907, Dr. Max Jänecke. 53 S. mit 62 Fig. Preis 1 *M*.

Recueil de types de ponts pour routes en ciment armé. Von N. de Tedesco und Victor Forestier. Paris 1907, Ch. Beranger. 307 S. mit 54 Fig. nebst einem Atlas.

Enzyklopädie der mathematischen Wissenschaften mit Einschluß ihrer Anwendungen. Herausgegeben im Auftrage der Akademie der Wissenschaften zu Göttingen, Leipzig, München und Wien sowie unter Mitwirkung zahlreicher Fachgenossen. Bd. IV, 2. II. Heft 2. Leipzig 1907, B. G. Teubner. 196 S. mit 67 Fig. Preis 5,20 *M*.

Souvenirs de neuf congrès de navigation. Von F. B. de Mas. Paris 1907, Ch. Beranger. 267 S. Preis 10 frs.

Kalender für Gesundheitstechniker. Taschenbuch für die Anlagen von Lüftungs-, Zentralheizungs- und Badeeinrichtungen. Von H. Recknagel. 12. Jahrgang, 1908. München und Berlin 1908, R. Oldenbourg. Preis 4 *M*.

Otto Hübners Geographisch-statistische Tabellen aller Länder der Erde. Ausgabe 1907. Herausgegeben von Fr. von Juraschek. Frankfurt a. M. 1907, Heinrich Keller. 101 S. Preis 1,50 *M*.

Berichte über Handel und Industrie. Uebersicht über die Aufsätze der ersten zehn Bände. Zusammengestellt im Reichsamt des Innern. Berlin 1907, Carl Heymanns Verlag. Preis des Bandes 10 *M*.

Lehrbuch des gewerblichen Rechtsschutzes. Erstes Heft. Von Dr. A. Osterrieth. Leipzig 1908, A. Deichertsche Verlagsbuchhandlung Nachf. (Georg Böhme). 80 S. Preis 1,50 *M*.

Abreißkalender 1908 mit künstlerischen Landschaftsphotographien und technischen Erläuterungen. Halle a. S. 1908, Wilhelm Knapp. Preis 2 *M*.

Auskunft in Mahn- und Klagsachen. Ein zuverlässiges Hülfsbuch für alle Geschäfts- und Berufskreise zur Selbstvertretung vor den Amtsgerichten. Von O. H. Hörich. 2. Aufl. Dresden 1907, Selbstverlag. 66 S. mit 50 Formular-Mustern zur Anfertigung der erforderlichen Schriftstücke. Preis 1 *M*.

Das Sachverständigenwesen in Patentprozessen, zugleich ein Beitrag zur Frage der Errichtung eines selbständigen gemischten Patentgerichtshofes. Von Dr. Fritz Rathenau. Berlin 1908, Carl Heymanns Verlag. 63 S Preis 1 *M*.

Mécanique, électricité et construction appliquées aux appareils de levage: Les ponts roulants actuels. Von Louis Rousselet. Paris 1908, H. Dunod & E. Pinat. 554 S. mit 286 Fig. und 11 Tabellen. Preis 35 frs.



Zeitschriftenschau.[1])

(* bedeutet Abbildung im Text.)

Beleuchtung.

Nouveau type de lampe à arc à charbons carbo-minéraux. Von Guérin. (Génie civ. 7. Dez. 07 S. 96/98*) Geschichtlicher Ueberblick und Einteilung der Bogenlampen. Darstellung der von der französischen Auer-Gesellschaft gebauten Blondel-Lampe. Lichtbogen. Photometrische Messung einer Blondel-, einer Bremer- und einer gewöhnlichen Bogenlampe. Zusammenstellung des Stromverbrauches und der Leuchtkraft von Blondel- und gewöhnlichen Bogenlampen.

Bergbau.

Ermittlung der höchsten Geschwindigkeit, der Beschleunigungs- und Verzögerungsdauer elektrisch betriebener Fördermaschinen bei Anfahren und Stillsetzen mit konstantem Strome. Von Kulka. (ETZ 12. Dez. 07 S 1185/87*) Ermittlung der Beziehungen zwischen Schachtweg, Geschwindigkeit, Beschleunigung oder Verzögerung, und der Fahrzeit für Anfahren und Stillsetzen. Lösung der Aufgabe auf zeichnerischem Wege. Beispiel.

Brennstoffe.

Pulverized coal and its practical furnace applications. Von Ennis. (Eng. Magaz. Dez. 07 S. 463/78*) Zusammensetzung und Heizwert von Staubkohlen. Trockenvorrichtungen der Ruggles-Coles Co., American Process Co., Bartlett & Snow Co., Cummer & Son Co. Kohlenstaubmühlen von Smidth & Co., der Lehigh Car, Wheel and Axle Works, der Bradley Pulverizer Co., von Schwartzkopff und der Kent Mill Co.

Dampfkraftanlagen.

The ratio of heating surface to grate surface as a factor in power-plant design. Von Finlay. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Nov. 07 S. 1693/1703* mit 1 Taf.) Untersuchung des Einflusses des Verhältnisses von Heizfläche zu Rostfläche auf Anlagekosten, Betriebskosten und Erhöhung der Leistungsfähigkeit.

Dampfkessel-Explosion in Liebwalde. Von Rolin. (Z. Dampfk. Maschbtr. 13. Dez. 07 S. 521/23*) Die Explosion des Dampfkessels einer 24 Jahre alten Dreschlokomobile von 5 at Betriebsdruck, bei der der schuldige Heizer getötet wurde, ist durch unzulässig gesteigerten Dampfdruck verursacht worden.

Die Dampfturbinenanlage des Maschinenbaulaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg. Von Josse. (Z. f. Turbinenw. 10. Dez. 07 S. 509/14* mit 1 Taf.) Darstellung der Anordnung und von Einzelheiten der 300 KW-Parsons- und der 200 KW-A. E. G.-Turbodynamo, die Gleichstrom von 220 V liefern und durch einen Wasserrohrkessel, Bauart Walther & Co., mit Dampf von 15 at und bis 350° Temperatur gespeist werden. Kondensationsanlage. Forts. folgt.

Eisenbahnwesen.

Le matériel roulant des chemins de fer à l'exposition de Milan. Von Georges. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 07 S. 407/68*) Es sind 38 Wagen mit Drehgestellen, 9 dreiachsige und 17 zweiachsige, ausgestellt worden. Erörterung der Konstruktion an Hand von Schnittzeichnungen unter Angabe der Abmessungen, der Ausrüstung, des Verwendungszweckes, des Erbauers und des Bestellers.

Eisenhüttenwesen.

The Illinois Steel Company's new rail mill. (Iron Age 28. Nov. 07 S. 1534/37* mit 1 Taf.) Das neue Walzwerk in South Chicago hat eine 610er Straße mit 2 Arbeitgerüsten und eine mit einem Gerüst und dient dazu, große Schienenprofile auf kleinere umzuwalzen. Wärmöfen, Heißsäge, Laufkrane. Der Antrieb erfolgt durch 2 Drehstrommotoren von je 600 und durch 2 von je 1200 PS. Die Leistung beträgt 10 000 t monatlich.

Moderne Gießwagen und Gießkrane für Stahlwerke. Von Michenfelder. Schluß. (Dingler 14. Dez. 07 S. 792/95*) Darstellung eines Gießkranes für 50 t Tragkraft bei 24 m Spannweite, bei dem der Führerkorb neben der Katzenbahn selbständig verfahrbar ist, und eines Kranes für 80 t von gleicher Spannweite, der auch als Laufkran verwendbar ist. Vorzüge dieser Bauart

Eisenkonstruktionen, Brücken.

Vauxhall Bridge, 1906. Von Copperthwaite. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. 3 S. 268/91 mit 3 Taf.) Ausführliche Darstellung des Neubaues der in Zeitschriftenschau v. 15. Juli 05 erwähnten Brücke mit einer eisernen Hauptöffnung von 45 m Spannweite

Pontoon-bridges for road-traffic over rivers in the Darbhangah District, Bengal. Von Barton. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. III S. 292/96 mit 1 Taf.) Mitteilungen über 5 Schiffbrücken von 93 bis 168 m Länge, die auf zylindrischen Schwimmkörpern von 1,8 m Dmr., 11 m Länge und 9,3 m Mittenabstand gelagert sind.

Elektrotechnik.

Die Beschaffenheit und Entwicklung des städtischen Elektrizitätswerkes Mainz. Von Furkel. Forts. (ETZ 12. Dez. 07 S. 1196/99*) S. Zeitschriftenschau v. 21. Dez 07. Darstellung der Dampfmaschinenanlage. Schluß folgt.

Munaar Valley electrical power scheme. Von Thorp (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd III S. 365/80*) Das dargestellte Kraftwerk nutzt die Wasserkraft der Pullivasal-Fälle des Munaar-Flusses in Indien aus. Dem Fluß werden rd. 12,5 cbm/sk durch einen 330 m langen Oberwassergraben und eine 240 m lange Druckleitung von 118 m Gefäll entnommen. Die beiden Pelton-Turbinen sind mit 100 KW-Drehstromdynamos von 2200 V bei 500 Uml./min gekuppelt. Kraftübertragung.

An analysis of the distribution losses in a large central station system. Von Elden. (Proc. Am. Inst. El. Eng. Nov. 07 S. 1595/1610*) Berechnung und vergleichende Darstellung der Verluste in einer großen Kraftverteilanlage von über 80 km Wirkungsbereich, die Gleichstrom, Einphasenstrom und Drehstrom für Licht und Kraft liefert. Verteilung der Verluste auf die einzelnen Teile der Anlage.

Spannungskoeffizienten von Ein- und Mehrphasen-Maschinen. Von Sengel. (ETZ 12. Dez. 07 S. 1188/90*) Rechnerische Ermittlung der Spannungsziffer für die gebräuchlichen Wicklungsanordnungen. Das Verhältnis dieser Ziffern für Phasen- und verkettete Spannung von Mehrphasen-Maschinen ist zum Teil von der Pol- und Spulenanordnung abhängig.

Der Einphasen-Wechselstrommotor. Von Linker. Forts. (Dingler 14. Dez. 07 S. 795/97*) Motoren mit vereinigter Wirkungsweise von Taylor, Thomson, Tesla, Arnold (Oerlikon und Wagner El. & Mfg. Co.), Whiting, Dahl, Brown, Churchward, Atkinson, Oesterr Union E. G. (Déri), Helios. Schluß folgt.

Ueber den selbsttätigen Spannungsregler System Tirrill. Von Großmann. (ETZ 12. Dez. 07 S. 1202/05*) Darstellung einer Bauart des Tirrill-Reglers, die sowohl für Gleichstrom- als auch für Ein- und Mehrphasenstrommaschinen mit besonderer Erregung verwendbar ist. Erörterung der Arbeitsbedingungen. Schluß folgt.

The construction of overhead electric-transmission lines. Von Trotter. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. III S. 183/267*) Abmessungen der Leitungsdrähte. Aufhängung und Leitungsmasten. Isolatoren. Biegsame Masten. Meinungsaustausch.

Erd- und Wasserbau.

Die Eisenbahnfrage des Hafens von Genua (Zentralbl. Bauv 14. Dez. 07 S. 662/64*) Besprechung eines amtlichen Ausschußberichtes über die neuen Zufahrtstraßen zum Hafen von Genua und Vorschläge für neue Eisenbahnlinien über die Apenninen und für ein vom Bahnübergang abzuzweigendes Eisenbahnnetz.

Travaux de réparation de tunnels. Von Siegler. (Rev. gén. Chem. de Fer Nov. 07 S. 387/406*) Darstellung der Unterhaltungs- und Ausbesserungsarbeiten an den Tunneln von Genevreuille, Montmédy, Chézy, Marnay, la Pommeraie und Four. Zusammenfassung der Ergebnisse für den Bau neuer Tunnel.

Ueber den Bau der Friedrichswalder Talsperre und Bericht über das erste Betriebsjahr. Von Czehak. Schluß. (Z. österr. Ing.- und Arch.-Ver. 13. Dez. 07 S. 879/83*) Einzelheiten der Sperrmauer. Uebersicht der Kosten für die einzelnen Bauabschnitte. Betriebsbericht mit Zahlentafeln und Schaulinien.

Neue Konstruktion von Stützmauerprofilen. Von Bloudek. (Z. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 13. Dez. 07 S. 883/86*) Statische Berechnung des idealen Dreieckprofiles bei beliebig wirkendem Erddruck und bei lotrechter, nach außen und nach innen geneigter Rückenwand unter Vermeidung von Zugspannungen in der untersten Fuge.

Gasindustrie.

La manutention des matières épurantes dans les usines à gaz. Von Payet. (Mém. Soc. Ing. Civ. Sept. 07 S. 215/38* mit 1 Taf.) Verschiedene Fördereinrichtungen für Reinigermasse in der Gasanstalt Landy bei Paris und in andern Anstalten. Neuere Aufbereitverfahren.

Gesundheitsingenieurwesen.

A large reinforced concrete sewer in the Borough of Queens, New York City. (Eng. Rec. 30. Nov. 07 S. 599/600*)

[1]) Das Verzeichnis der für die Zeitschriftenschau bearbeiteten Zeitschriften ist in Nr. 1 S. 32 und 33 veröffentlicht.

Die Zeitschriftenschau wird, nach den Stichwörtern in Vierteljahresheften zusammengefaßt und geordnet, gesondert herausgegeben und zwar zum Preise von 8 ℳ für den Jahrgang an Mitglieder, von 10 ℳ für den Jahrgang an Nichtmitglieder.



Bau der Hauptabwasserleitung der Vorstadt Queens, die in den East River mündet, aus Eisenbeton. Der Durchmesser des 2,9 km langen Hauptrohres steigt von 0,75 m auf 4,6 m. Darstellung der Querschnitte und des Anschlusses der Seitenstränge. Bauvorgang.

Municipal refuse disposal. Von Fetherston. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Nov. 07 S. 941/84) Eingehende Darstellung der Vorarbeiten für die aus einem 60 t-Ofen bestehende Müllverbrennungsanlage der New Yorker Vorstadt Richmond, bei denen Menge, Gewicht, Zusammensetzung, Heizwert, Verbrennbarkeit und Rückstände des Mülls untersucht worden sind. Zusammenstellung der Ergebnisse der Besichtigung von 39 Anlagen in Großbritannien und einer in Kanada. Zahlentafeln.

Hebezeuge.

Notes on boat and anchor cranes. Forts. (Marine Eng. Dez. 07 S. 493/95*) Konstruktionseinzelheiten von Ankerdavits.

Hochbau.

Reinforced-concrete building laws; their differences and deficiences. Von Hutchins. (Eng. Magaz. Dez. 07 S. 421/42*) Zusammenstellung der für Eisenbetonbauten erlassenen Vorschriften von New York, Buffalo, Boston, Chicago, Denver, Louisville, Toledo, San Francisco, Rochester, der National Fire Protection Association und des Royal Institute of British Architects. Darstellung ausgeführter Gebäude und einzelner Konstruktionsteile.

Kälteindustrie.

Mechanical refrigeration adapted to railway transportation. Von Hart. (Eng. Magaz. Dez. 07 S. 483/89*) Die bisherige Kühlung der Eisenbahnwagen durch mitgeführte Eisblöcke, gekühlte Luft oder durch eine Ammoniakkompressions-Kühlanlage hält der Verfasser für unwirtschaftlich und unzureichend; er empfiehlt, die Wagen gut zu isolieren und mit Rohrschlangen zur Aufnahme von stark gekühlter Sole zu versehen, die nach Bedarf auf den Haltestellen erneuert wird.

Lager- und Ladevorrichtungen.

A large coal-storage wharf at Superior, Wis. (Eng. Rec. 30. Nov. 07 S. 604/06*) Der 800 m lange Lagerplatz der Berwind Fuel Co. an der St. Louis Bay, der nach seinem Ausbau für 700000 t Kohlen dienen soll, ist zum Umladen der Kohlen vom Schiff in die Eisenbahn mit 3 elektrisch betriebenen fahrbaren Verladebrücken für 540 t/st ausgerüstet. Jede der 152 m langen, auf 2 Türmen in 90 m Mittenabstand ruhenden Brücken trägt 3 voneinander unabhängige, elektrisch betriebene Laufkatzen mit Selbstgreifern von 3 t Inhalt. Ferner sind 2 mit Ladetrichtern versehene Türme zum Sieben von je 400 t/st Kohle und 2 Lokomotivkrane zum Bedienen der Türme und zum Beladen der Wagen vom Lager vorhanden.

Transportanlagen des Getreide-Weltverkehrs. Von Lufft. (Dingler 14. Dez. 07 S. 785/86*) Allgemeines über die Beförderung von Getreide auf der Bahn und zu Schiff lose und in Säcken. Verschiffungsspeicher in Fort Williams, Becherwerk in Detroit, Weg der Getreidefrachten auf den nordamerikanischen Seen. Forts. folgt.

Maschinenteile.

Beanspruchung der Kettenglieder. Von Stieghorst. (Schiffbau 11. Dez. 07 S. 159/63*) Berechnung der tatsächlichen Beanspruchung verschiedener Kettenglieder ohne und mit Steg. Schlußfolgerungen für die zulässige Belastung.

The protection of steam pipes from accident. Von Herschmann. (Eng. Magaz. Dez. 07 S. 457/62*) Darstellung von Selbstschlußventilen verschiedener Konstruktion zum Absperren des Dampfes bei Rohrbrüchen.

Materialkunde.

A method of measuring the extension of test-pieces under tensile stress. Von Lambert. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. III S. 349/51*) Die Verlängerung des Probestabes wird durch den Abstand zweier vor dem Versuch an den Stab angelegter, in der Mitte der Stablänge genau aneinander stoßender Schneiden gemessen.

Versuche über die Torsion rechteckig-prismatischer Stäbe. Von Hempelmann. Forts. (Dingler 14. Dez. 07 S. 790/92*) Versuche von Bauschinger, Bach, Hancock, Prandtl, Anthes. Darstellung der Versuchsvorrichtung zum Anzeigen des Drehwinkels und des Drehmomentes. Zusammenstellung der Probestäbe, darunter 8 aus bearbeitetem und 8 aus unbearbeitetem Flußeisen. Forts. folgt.

Rust prevention. Von Stern. (Iron Age 21. Nov. 07 S. 1466/70 u. 28. Nov. S. 1526/29*) Kritische Besprechung der Farbanstriche als Rostschutzmittel, ihrer Bestandteile und ihrer Wirkungsweise. Gewöhnliche und ungewöhnliche Bedingungen, unter denen die Mittel wirken müssen. Winke für die Prüfung. Schlußfolgerungen.

Metallbearbeitung.

A new Chandler 36-in. planer. (Iron Age 28. Nov. 07 S. 1523/25*) Die Hobelmaschine der Chandler Planer Co., Ayer, Mass., hat 2 Schnittgeschwindigkeiten und für schnellen Rückgang eine besondere Geschwindigkeit, die von einer kleineren Riemenscheibe und der Rückwärtsscheibe abgeleitet wird. Darstellung der hierzu notwendigen Riemenumleger, Reibräder und Getriebe.

The Smurr & Kamen automatic wire crimper. (Iron Age 21. Nov. 07 S. 1447/48*) Die Maschine von Smurr & Kamen, Chicago, Ill., biegt den Draht wellenförmig, schneidet ihn in bestimmten Längen und zählt die Stücke. Vorrichtung zum Anhalten beim Hängenbleiben. Bei 42 Uml./min liefert die Maschine rd. 1500 m/st gebogenen Draht.

Note sur les frappeurs pneumatiques. Von Baril. Forts. (Rev. Méc. 30. Nov. 07 S. 433/58*) Drucklufthämmer von Ridgeley & Johnson. Berechnung der Drucklufthämmer.

Motorwagen und Fahrräder.

Modern motor-vehicles. Von Crompton. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. 3 S. 2/120* mit 3 Taf.) Allgemeines über den Aufbau und die Betriebskosten der Motorwagen je nach der Betriebsart. Grundlagen für die Berechnung der Teile. Darstellung verschiedener Ausführungen. Meinungsaustausch.

Brennstoffe. Von Warschauer. Forts. (Motorw. 10. Dez. 07 S. 1063/66*) S. Zeitschriftenschau v. 21. Dez. 07. Forts. folgt.

Les moteurs légers à explosions avec refroidissement par circulation d'air. Von Farcot. (Mém. Soc. Ing. Civ. Sept. 07 S. 239/63* mit 1 Taf.) Kurze Darstellung einiger hauptsächlich amerikanischer Motorbauarten mit Rippenkühlung. Entwurf eines 8zylindrigen Luftschiffmotors mit V-förmiger Zylinderanordnung und Einbau des Motors in ein Fahrzeug. Leistungsprüfungen.

Luftkühlung für Automobilmotoren. Von Schaeffers. (Motorw. 10. Dez. 07 S. 1066/68* mit 2 Taf.) Verbreitung der luftgekühlten Motoren in Amerika. Wirtschaftlichkeit der Luftkühlung. Konstruktive Vorteile.

Die Lenkung der Kraftfahrzeuge. Von Valentin. Forts. (Motorw. 10. Dez. 07 S. 1056/63*) Einzelheiten des Steuergestänges. Einfluß der Aufhängung der Vorderfedern auf die Steuerung.

Ueber Fortschritte im Bau von Elektromobilen. Von Müller. (ETZ 12. Dez. 07 S. 1190/95*) Anordnung der Motoren und der Batterie. Vorder- und Hinterradantrieb. Ermittlung der Ursachen für das Schleudern der Fahrzeuge. Vorteile und Nachteile beim Einbau von einem oder von zwei Motoren. Schaltung und Regelung. Kardan- und Kettenantrieb. Forts. folgt.

Pumpen und Gebläse.

Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren. Von Blaeß. Forts. (Z. f. Turbinenw. 10. Dez. 07 S. 517/21*) Zusammenhang zwischen den Förderhöhen und Liefermengen bei verschiedenen Umlaufgeschwindigkeiten. Forts. folgt.

Neuere Pumpen und Kompressoren. Von Freytag. (Dingler 14. Dez. 07 S. 786/89*) Darstellung von ein- und mehrstufigen Kreiselpumpen von Gebr. Sulzer. Zusammenstellung und Verwendungszweck der von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff seit 1905 gebauten Kreiselpumpen mit mehr als 50 PS Kraftbedarf. Forts. folgt.

Schiffs- und Seewesen.

The first French turbine steamer. Von Peltier. (Marine Eng. Dez. 07 S. 490/93*) Stapellauf des 122,1 m langen, 13,9 m breiten und 6,2 m tief gehenden Dampfers »Charles Roux«, der bei 4600 t Wasserverdrängung und 10000 PS Maschinenleistung mit 20 Knoten laufen soll.

The steamships »Delaware« and »Pawnee«. Von Linch. Forts. (Marine Eng. Dez. 07 S. 497/501*) Indikatordiagramme. Berechnung der Leistung und des Vorschubes der Schrauben.

A new mine laying steamer. (Marine Eng. Dez. 07 S. 502/07*) Der Minendampfer der amerikanischen Marine ist 25 m lang, 6 m breit und geht rd. 2,2 m tief. Ausführliche Darstellung des Schiffskörpers, der Schraube und der Maschinenanlage.

Textilindustrie.

Eine Studienreise in die Baumwollindustrie-Gebiete von Nordamerika. Von Ulmer. Forts. (Leipz. Monatschr. Textilind. Nov. 07 S. 333/37) Vergleich der in Amerika üblichen Arbeitweise mit der deutschen.

Die Merzerisation der Baumwolle im losen Zustand und in Form von Zwischenprodukten in der Spinnerei. Von Erban. (Leipz. Monatschr. Textilind. Nov. 07 S. 349/51) Bericht über die verschiedenen zum Merzerisieren von Baumwolle in Anwendung befindlichen Verfahren.

Neuere Forschungen auf dem Gebiet des Walkens und Filzens. Von Reiser. (Leipz. Monatschr. Textilind. Nov. 07 S. 351/54*) Von Pinagel in Aachen gemachte mikrophotographische Aufnahmen verschiedener Fasern.



Verbrennungs- und andere Wärmekraftmaschinen.

On the limits of thermal efficiency in internalcombustion motors. Von Clerk. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. 3 S. 121/81*) Berechnung des Wirkungsgrades nach verschiedenen Verfahren. Spezifische Wärme der Verbrennungsgase. Meinungsaustausch.

The analysis of flue and exhaust gases. Von Gibson (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. 3 S. 352/64*) Erörterungen über die Vorschriften für die Anstellung von Leistungsversuchen an Dampfkesseln und Anleitung zur Analyse der Abgase von Verbrennungsmaschinen.

The evolution of the internal combustion engine. Von Reeve. (Proc. Am. Soc. Mech. Eng. Dez. 07 S. 553/96*) Entwicklung und Zuverlässigkeit der Gasmaschinen. Aussetzerregelung und Regelung nach der Menge oder der Zusammensetzung des Gemisches. Vorzüge und Nachteile der Gasmaschine. Einfachwirkender Otto-Motor. Maschinen, bei der die Kompression außerhalb des Verbrennungszylinders stattfindet. Carnotscher Kreisprozeß und Verbrennung bei gleichbleibendem Druck.

The Oil City gas engine starter. (Iron Age 21. Nov. 07 S. 1450/51*) Die Anlaßvorrichtung der Oil City Gas Engine Starter Co., Oil City, Pa., besteht aus einem tragbaren Kessel, in dessen Schlangenrohr durch Einspritzen von Wasser hochgespannter überhitzter Dampf erzeugt wird, welcher wie Druckluft wirkt. Bisherige Ausführung für Maschinen bis 30 PS.

Wasserkraftanlagen.

Rotating screen of power canal, Salt River project. (Proc. Am. Soc. Civ. Eng. Nov. 07 S. 985/86 mit 1 Taf.) Um Sinkstoffe und schwimmende Verunreinigungen von den Turbinen fernzuhalten, ist vor dem Schützen ein kegelstumpfförmiges Sieb mit geneigter Achse eingebaut, das sich ständlich einmal dreht.

Loss of pressure in water flowing through straight and curved pipes. Von Brightmore. (Proc. Inst. Civ. Eng. 06/07 Bd. 3 S. 315/36*) Die Versuche sind gelegentlich der Einrichtung eines Laboratoriums für Wasserkraftmaschinen im Royal Indian Engineering College an mehreren senkrechten Druckleitungen ausgeführt worden, die aus einem gußeisernen Hochbehälter von 53 cbm Inhalt gespeist werden.

Rundschau.

Die elektrisch betriebenen Personenwagen auf der Internationalen Automobilausstellung in Berlin[1]) stehen noch immer im Zeichen des Kampfes zwischen den Formen, die, unter der Herrschaft des Benzinwagens ausgebildet, dem Geschmack der großen Mehrzahl der Käufer entsprechen, und den Bauarten, die wenig beeinflußt durch äußerliche Wirkung die technisch und wirtschaftlich zweckmäßigste Verwendung der verfügbaren Konstruktionsmittel anstreben. Dabei hat man es teilweise schon zu recht annehmbaren Lösungen nach beiden Richtungen hin gebracht. Klarheit über die beste Anwendung der vielgestalteten eigenartigen elektrischen Betriebsmittel ist jedoch immer noch nicht vorhanden, und man hat dicht nebeneinander Konstruktionen, deren Begründungen einander geradezu widersprechen. Von den vorjährigen Ausstellern[2]) sind die wesentlichen: Gottfried Hagen, Heinrich Scheele und die Norddeutsche Automobil- und Motoren-A.-G., wieder vertreten. Daneben haben zum erstenmal die Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H. und die Bergmann-Elektrizitätswerke A.-G. in Berlin ausgestellt, die ersteren auch Benzinwagen und die letzteren insbesondere die lange erwarteten Edison-Akkumulatoren. Schließlich führt auch die Neue Automobil-Gesellschaft ihren neuen elektrisch betriebenen Wagen der Oeffentlichkeit vor.

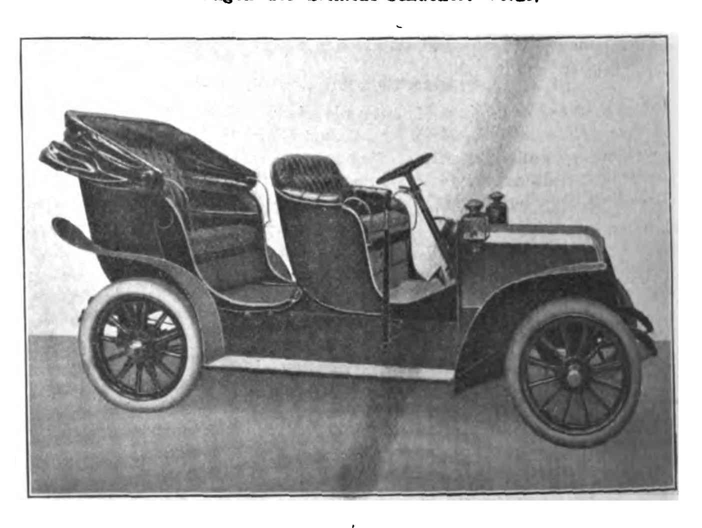
Gottfried Hagen zeigt neben seinen alten Wagen mit mittelbarem und unmittelbarem Vorderradantrieb[3]) diesmal auch einen Wagen mit unmittelbarem Hinterradantrieb, den diese Firma bisher grundsätzlich vermieden hat. Mit dieser Anordnung, die zuerst und auch jetzt wieder bei den Wagen mit Lohner-Porsche-Antrieb der Deutschen Mercedes-Verkaufs-Gesellschaft in Frankfurt a. M. für den kaiserlichen Marstall verwendet worden ist, hat man erreicht, daß eine erheblich stärkere Batterie vollständig unter der großen vorderen Haube und unter dem Führersitz aufgestellt werden kann, ohne daß die Vorderräder eine übermäßige Mehrbelastung zugunsten der Hinterräder auszuhalten haben. Bei schwächerer Stromquelle und unmittelbarem Vorderradantrieb kann man die Batterie nur zum kleinen Teil unter einer Haube aufstellen und muß sie zum größeren Teil unter den nach hinten verlängerten Führersitz verlegen. Bei starker Stromquelle muß man die Haube ganz fortlassen, und der Wagen behält dann, zumal bei kurzem Radstand und hoher Lage des Rahmens, das unbeliebte Aussehen der früheren elektrischen Wagen bei. Die hier verwendete 40zellige Batterie (L 18) hat 65 × 5 Amp-st Kapazität und wiegt ohne Kasten rd. 800 kg. Der große geschlossene Wagen ist insgesamt 2700 kg schwer. Er soll auch für Ueberlandfahrten dienen und bei 25 bis 30 km Geschwindigkeit 150 km Fahrstrecke mit einer Entladung erreichen. Der Motor ist fast genau so konstruiert wie der für unmittelbaren Vorderradantrieb (Z. 1907 S. 569, Fig. 22 und 23); nur ist der Kollektor auf die Radseite verlegt und durch einen Ringschild zugänglich, während an der Innenseite die Bremse angeordnet ist.

Heinrich Scheele hat ebenfalls einen Motor für unmittelbaren Hinterradantrieb ausgeführt und ein mit zwei solchen Motoren ausgerüstetes Untergestell ausgestellt. Die Motoren liegen innerhalb der Räder, wie bei Gottfried Hagen, und sind sogar noch durch das Bremsgehäuse von ihnen getrennt, um sie vor Beschädigungen zu sichern. Sie haben einen Scheibenkollektor und 12 Außenpole, die mit je zwei Erregerspulen bewickelt sind, damit durch Um- und Gegenschaltung der Spulen die Geschwindigkeit weiter abgestuft werden kann, als durch reine Reihenparallelschaltung möglich ist. Mit dem Wagen lassen sich unter günstigen Verhältnissen 40 km/st Geschwindigkeit bei 100 km Fahrstrecke erreichen. Das Ende vorigen Jahres eingeführte Getriebe für die Wagen mit Zahnradantrieb und die Schmierung[1]) haben sich im Dauerbetrieb mit Droschken hinsichtlich der Abnutzung und Geräuschlosigkeit gut bewährt.

Die Norddeutsche Automobil- und Motoren-A.-G. ist ebenfalls zur Aufstellung eines Teiles der Batterie unter einer vorderen Haube übergegangen. Recht gefällig ist ein Wagen für den kaiserlichen Marstall, der mit besonders starker Batterie ausgerüstet ist, um Geschwindigkeiten von reichlich 40 km/st zu ermöglichen. Die Batterie ist in drei Kasten verteilt. Die Zellen unter der Haube sind höher als die unter dem Führersitz und im Wagenkasten, haben aber genau gleiche Kapazität und Plattenfläche. Der ausgestellte Wagen mit benzin-elektrischem Betrieb ohne Batterie entspricht der vorjährigen Form[2]).

Fig. 1.

Wagen der Siemens-Schuckert-Werke.



Bei den elektrisch betriebenen Wagen der Siemens-Schuckert-Werke, die mit dem Frühsommer d. J. auf den Markt und zuerst als Droschken in Betrieb gekommen sind, ist von vornherein großes Gewicht auf eine dem Wesen des Kraftwagens entsprechende Form gelegt worden. Die vordere Haube enthält die ganze Batterie, die infolgedessen außerordentlich gut zugänglich ist. Die beliebte Erscheinung wird daneben noch durch die niedrige Lage des Rahmens und die weit vorgezogenen Vorderräder erreicht, s. Fig. 1. Der Antrieb erfolgt an den Hinterrädern bei der ersten Kon-

[1]) Vergl. Z. 1907 S. 2039. [2]) s. Z. 1907 S. 561 und 1214.
[3]) s. Z. 1907 S. 566.

[1]) Z. 1907 S. 1218. [2]) Z. 1907 S. 1216.



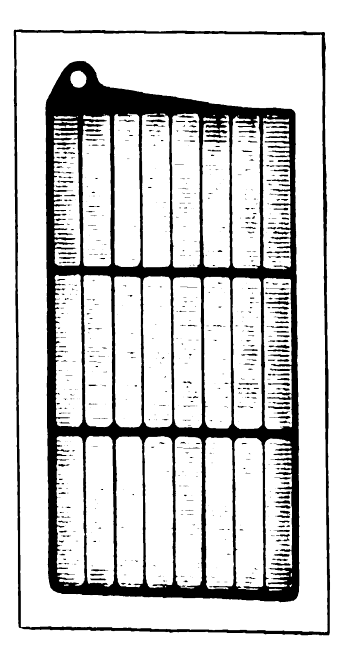
struktion durch einen mit der Welle in der Längsachse des Wagens liegenden Motor, Kegelradübersetzung und Ausgleichgetriebe, bei einer späteren Ausführung durch zwei Radnabenmotoren. Als Stromquelle dient für beide Bauarten eine 44zellige, 480 kg schwere Batterie von 29 × 5 Amp-st Kapazität. Der Batteriekasten steht auf einem Hülfsrahmen, der in drei Punkten am vorderen Teile des Hauptrahmens gestützt ist.

Die erste Anordnung, bei der das Ausgleichgetriebe als ein für elektrischen Betrieb sonst ganz überflüssig gewordenes unvorteilhaftes Hülfsmittel angesehen werden muß, ist gewählt worden, um die unmittelbare Belastung der Räder zu vermindern und dafür das Gewicht des abgefederten Rahmens zu erhöhen. Damit wird unbestreitbar ein ruhigerer Gang des Wagens erreicht. Deshalb mußte nur ein Motor gewählt werden, der leichter unterzubringen war als zwei für Einzelantrieb. Der Motor ist als Nebenschlußmotor gebaut, da ein Abstufen der Geschwindigkeit durch Reihenparallelschaltung nicht mehr möglich ist und der Nebenschlußmotor zum Rückgewinnen elektrischer Energie beim Befahren von Gefällen und Bremsstrecken benutzt werden kann. Der Motor hat 4,2 PS Stundenleistung und kann kürzere Zeit mit 8 bis 10 PS beansprucht werden. Er wird durch einen Flachschalter mit 12 Anlaßstufen und 13 Regelstufen für Dauerfahrt gesteuert, wobei seine Geschwindigkeit durch Schwächen des Feldes zwischen 600 und 1200 Uml./min, entsprechend rd. 15 bis 30 km/st Fahrgeschwindigkeit, geändert wird. Das Motorgehäuse hängt schwingend und um die Längsachse drehbar in einem Ringe, der mit Zapfen an den Längsträgern des Rahmens sitzt. In dem Ring ist er durch Bajonettstücke befestigt, so daß er bei genügender Drehung des Gehäuses von seiner Aufhängung gelöst und zusammen mit dem Getriebe und den Hinterrädern unter dem Wagen fortgezogen werden kann. Zum schnellen Ausschalten des Motors und Auslaufenlassen des Wagens dient ein Fußhebelschalter. Ein weiterer Fußtritt dient zum Bremsen, und eine zweite Bremse wird durch einen seitlichen Hebel angezogen. Die eine Bremse wirkt auf das Motorvorgelege, die andre auf eine vorn am Motor angebrachte Bremstrommel, die innen gleichzeitig als Schraubengebläse zum Kühlen des Motors ausgebildet ist. Mit den Bremsen ist ein Gesperre verbunden, das erst durch Rückführen des Fahrschalters auf Nullstellung ausgelöst wird. Die Spritzwand, an der der Flachschalter und die übrigen Geräte sitzen, besteht aus zwei Stahlblechmänteln, zwischen denen die Leitungen gut geschützt angeordnet sind.

Die bei der zweiten Wagenbauart verwendeten Radnabenmotoren haben Reihenschlußwicklung und einen zehnpoligen, auf der festen Achse verkeilten inneren Magnetkörper. Der mit Scheibenkollektor versehene Anker macht normal 260 Uml./min bei 16 mkg Drehmoment und 35 Amp Stromstärke. Die Motoren werden durch einen Walzenschalter und mit Reihenparallelschaltung gesteuert. Der Wirkungsgrad ist schlechter als beim Nebenschlußmotor, was allerdings durch das Kegelradgetriebe zum Teil wieder ausgeglichen werden dürfte. Auch hier sind zwei mechanische Bremsen vorhanden, die mittels Fußtrittes und seitlichen Hebels angezogen werden. Die eine wirkt als Band-, die andre als Innenbackenbremse und beide auf dieselbe unmittelbar innen neben dem Motor sitzende Scheibe. Der ganze Wagen wird mit Radnabenmotoren etwa 100 kg schwerer als der mit mittelbarem Antrieb, dessen Untergestell mit Batterie 1150 bis 1200 kg wiegt. Die Hauptvorteile der Radnabenmotoren liegen rein technisch in dem dauernd vollkommen geräuschlosen Gang und in der guten Zugänglichkeit und leichten Auswechselbarkeit, hinsichtlich ihrer Marktfähigkeit aber zudem in der nicht zu vernachlässigenden Wirkung auf das Empfinden des Beschauers, dem sie mit ihrer massigen Form als Muskeln des Wagens erscheinen. Ein Nachteil ist die gefährliche Lage, die den Motor Verletzungen von der Seite her und durch die auf das Rad wirkenden Stöße aussetzt. Soweit die Stöße durch das Rad, nicht durch die Luftreifen abgeschwächt werden, können in dieser Hinsicht aber zweifellos noch Verbesserungen in der Konstruktion ausgeführt werden, indem der Anker gegen die Nabe abgefedert wird. Aehnliche Konstruktionen sind auch bei einigen unmittelbar getriebenen elektrischen Lokomotiven schon angewendet worden. Außerdem ist doch gewiß beachtenswert, daß die Berliner Feuerwehr mit einem unmittelbar getriebenen schweren Mannschaftwagen, der sogar nur Vollgummireifen hat, seit längerer Zeit Dauerfahrten von insgesamt 10000 km Länge, teilweise auf schlechten Landstraßen, ausgeführt hat, ohne daß die Motoren gelitten haben.

Die Bergmann-Elektrizitätswerke A.-G. in Berlin haben ebenfalls ihre Wagen und die von der Deutschen Edison-Akkumulatoren-Company G. m. b. H., gebauten alkalischen Motoren zum erstenmal ausgestellt. Die Akkumulatoren stimmen in ihrem mechanischen Aufbau und hinsichtlich der verwendeten elektrochemisch wirksamen Stoffe mit denen, die auf der Weltausstellung in St. Louis gezeigt worden sind, fast genau überein, weshalb auf die frühere Beschreibung verwiesen werden kann[1]). Die Gestalt der Platten, des durch Polbolzen und Kantenrahmen zusammengehaltenen Plattenkörpers, die äußere Form der Zelle und die Polklemmen, die Einfüllöffnung und das Sicherheitsventil sind aus Fig. 2 bis 5 ersichtlich. In den Wagen werden Gruppen von je 6 bis 8 Zellen in einem Rahmen verwendet, Fig. 6. Die achtzelligen Rahmen in den ausgestellten Wagen wiegen mit Zellen mittlerer Größe 72 kg, können also von zwei Leuten ohne weitere Hülfsmittel befördert werden, was das Auswechseln der Batterie für Privatleute sehr erleichert. Hinsichtlich der wirksamen Masse wird jetzt angegeben, daß sie im wesentlichen aus Eisenoxyd und Nickeloxyd besteht, und als Elektrolyt wird Kalilauge mit 21 vH Reingehalt an Kalihydrat genannt. Verbesserungen seit 1904 werden sich hauptsächlich auf Zusammensetzung und Herstellung dieser Stoffe bezogen haben. Das betrifft auch den Elektrolyten; denn nach den Verkaufbedingungen soll die Kalilauge von der Firma selbst bezogen werden, augenscheinlich, weil diese in der Zusammensetzung besondere Feinheiten erprobt hat.

Fig. 2.
Platte des Edison-Akkumulators.



Die Vorteile der Edison-Akkumulatoren liegen in der mechanischen Festigkeit, der elektrochemischen Haltbarkeit und der langen Lebensdauer, die ihnen nachgesagt wird. Die Firma übernimmt Gewähr für 1/2 Jahr bei täglicher Entladung, was auch schon bei Bleiakkumulatoren der Fall ist. Nach den Angaben der Firma sollen die Zellen aber 2 bis 3 Jahre aushalten, was die Erfahrung indessen noch zu erhärten hat. Als weiterer Vorteil ist unzweifelhaft der im Verhältnis zur Schwefelsäure bei Bleielementen harmlose Elektrolyt des alkalischen Akkumulators anzusehen, zu dessen Ergänzung im Betriebe destilliertes Wasser genügt. Die Edison-Elemente sind aber leider auch nicht erheblich leichter als Bleielemente für Fahrzeuge von gleicher Leistung. Wohl sind sie leichter, bezogen auf die Kapazität; aber ihre Entladespannung beträgt nur 1,23 V gegen 1,95 V bei Bleielementen, und ihre spezifische Leistung beträgt 22,1 bis 25,3 W-st für 1 kg Zellengewicht, Zahlen, die von den leichteren Bleiakkumulatoren schon überschritten worden sind, allerdings auf Kosten ihrer Haltbarkeit. Zudem sind die Edison-Akkumulatoren noch erheblich teurer als die bisherigen. Ihre allgemeine Einführung wird davon abhängen, daß sie im Betrieb eine erheblich höhere Lebensdauer als Bleiakkumulatoren erreichen.

Bauart und Größe	Kapazität	normale Stromstärke		äußere Abmessungen der Zelle			Gewicht der Zelle mit Lauge	Gewicht der Kalilauge
		Ladung	Entladung	Länge	Breite	Höhe		
	Amp-st	Amp	Amp	mm	mm	mm	kg	kg
H 18	115	40	30	70	128	310	6,3	1,8
H 27	175	65	45	102	128	310	8,5	2,6
H 45	280	100	75	170	128	310	13,6	4,1

Näheres über Leistung, Gewicht und Abmessungen enthält die vorstehende Zahlentafel. Dazu ist zu bemerken, daß

[1]) s. Z. 1904 S. 1875.

Fig. 3.

Plattenkörper.

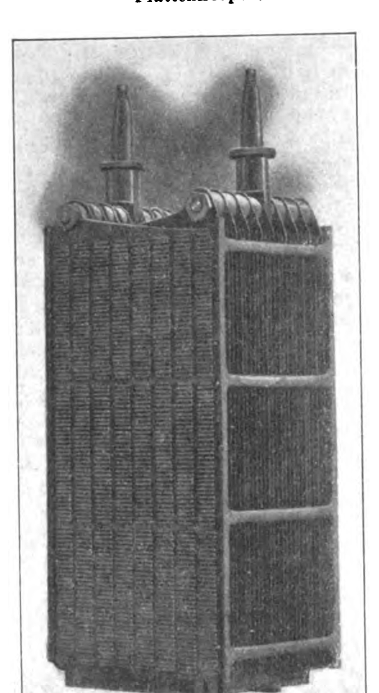


Fig. 4.

Polklemmen, Füllöffnung und Gasventil.

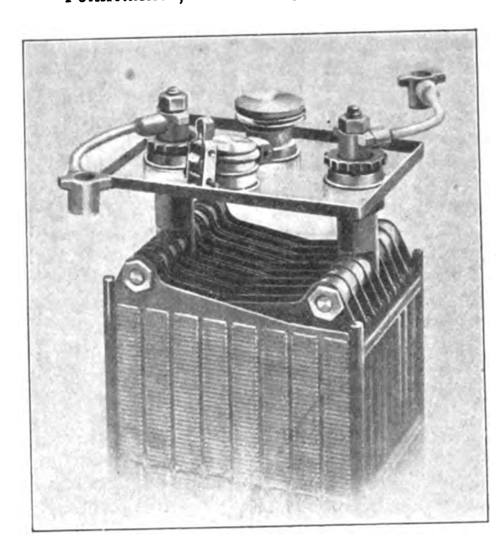
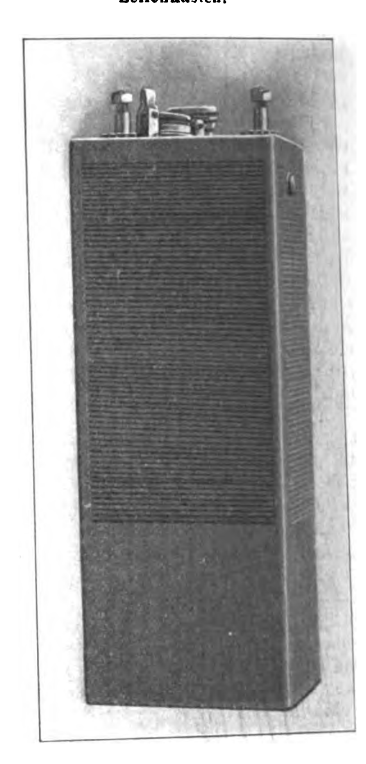


Fig. 5.

Zellenkasten.

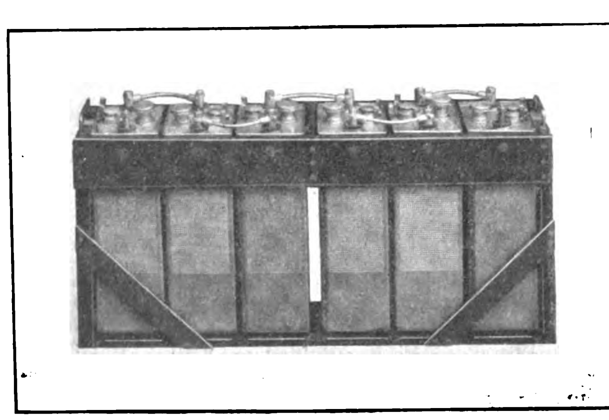


die Zellen in nur 3¾ st aufgeladen werden können und daß sie, wenn ihnen bei der Entladung auch eine erheblich höhere Stromstärke entnommen wird, an Kapazität nichts einbüßen.

Die Wagen der Bergmann-Elektrizitätswerke werden mit zwei verschiedenen Untergestellen ausgeführt. Beide haben Hinterradantrieb; das eine durch einen Reihenschlußmotor mit Stirnradübersetzung und Ausgleichgetriebe, das andre mit zwei Radnabenmotoren. Die aus 64 Edison-Zellen bestehende Batterie steht zu ⅝ unter dem Führersitz, zu ⅜ unter dem hinteren Wagensitz. Der Fahrschalter gestattet fünf Stellungen für Vorwärts- und zwei

Fig. 6.

Tragrahmen für Edison-Akkumulatoren.

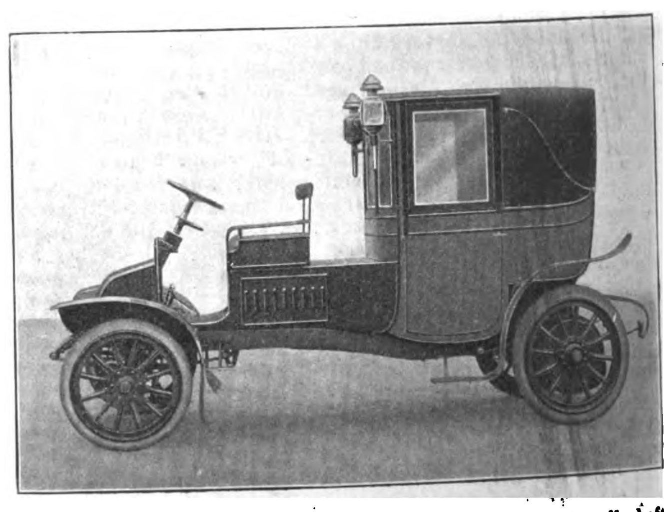


für Rückwärtsfahrt. Außer dem nur im Notfalle zulässigen Bremsen durch Rückwärtsschalten des Motors sind zwei mechanische Bremsen vorgesehen, von denen die eine auf eine Scheibe am Motor wirkt. Der Wagen mit Zahnradantrieb wiegt mit viersitzigem Kasten rd. 1675 kg das Untergestell allein 1300 kg. Die Geschwindigkeit beträgt bis zu 25 km/st und die Fahrstrecke etwa 90 km bei 75 W-st/tkm Arbeitverbrauch.

Die Neue Automobil-Gesellschaft hat einen geschlossenen Zweisitzer mit Hinterradantrieb und Zahnradübersetzung ausgestellt, Fig. 7. Die Batterie von 195 Amp-st Kapazität steht unter dem lang vorgezogenen Führersitz. Vor der Spritzwand ist eine kleine Haube angebracht, unter der sich mehrere Schalter u. dergl. befinden. Das Aeußere wirkt recht gefällig, insbesondere da der Rahmen tief liegt und die Vorderräder weit nach vorn gestellt sind. Die Vorschriften der Berliner Polizei für Droschken sind dabei innegehalten worden. Die Motoren leisten je 2,3 PS und können kurze Zeit auf das Doppelte beansprucht werden. Die Wagengeschwindigkeit beträgt bei 1600 Uml./min 30 km/st. Das Getriebe hat Innenverzahnung und enthält infolgedessen bei gleichen äußeren Abmessungen mehr Zähne als gewöhnliche Stirnräder. Im Innern des Getriebes liegt gleichzeitig eine Innenbackenbremse, die durch ein starres Gestänge betätigt wird. Mit dem Fußhebel für die Bremse sind eine mechanische Sperrvorrichtung und ein Hauptausschalter verbunden, der solange gesperrt bleibt, bis der Hebel des Fahrschalters auf Null gestellt wird. Der Fahrschalter enthält vier Stellungen für Vorwärts-, zwei für Rückwärtsfahrt und drei für Bremsen, die auch bei Rückwärtsfahrt wirksam sind. Auch die Neue Automobil-Gesellschaft baut eine im übrigen ganz ähnlich gehaltene Wagenform mit Radnabenmotoren. Die ebenfalls notwendigerweise als Innenpolmaschinen ausgeführten Motoren sind auf der Ausstellung indessen nur an einer Hinterachse eingebaut zu sehen.

Fig. 7.

Wagen der Neuen Automobil-Gesellschaft.



Berlin, den 12. Dezember 1907. K. Meyer.

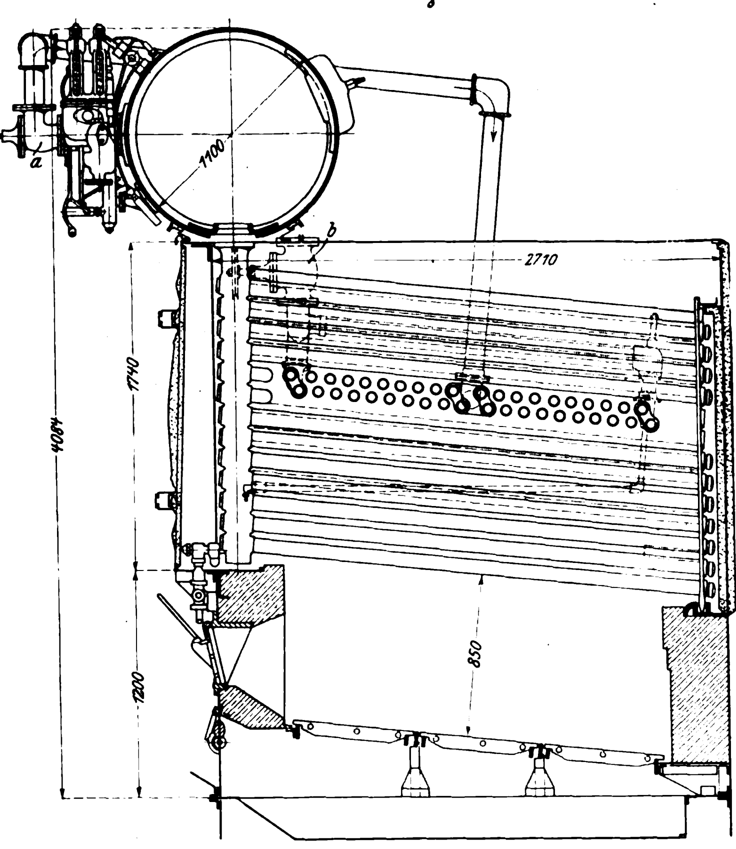
Die französische Handelsmarine kann das Verdienst für sich in Anspruch nehmen, zuerst Dampfüberhitzer für hohe Temperaturen auf Seeschiffen in regelmäßigen Betrieb genommen zu haben. Allerdings war es zunächst eine deutsche Bauart — der Pielock-Ueberhitzer in Verbindung mit Lentz-Ventilmaschinen —, über deren Verwendung auf den Dampfern »Dolmen«, »La Rance« und neuerdings »Pérou« eingehendere Angaben in der technischen Literatur veröffentlicht worden sind[1]). Weniger bekannt ist bisher geworden, daß auch die

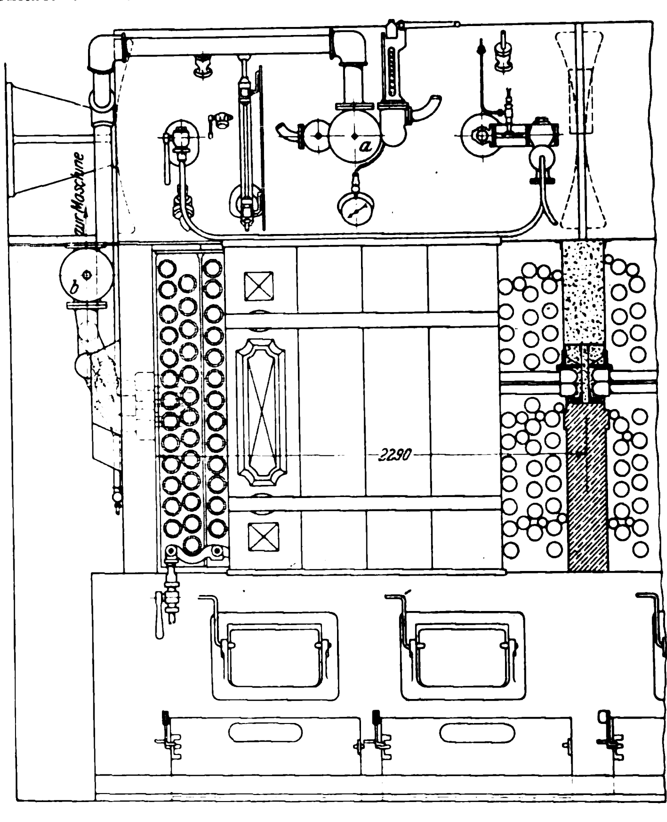
[1]) Vergl. Z. 1906 S. 1725.





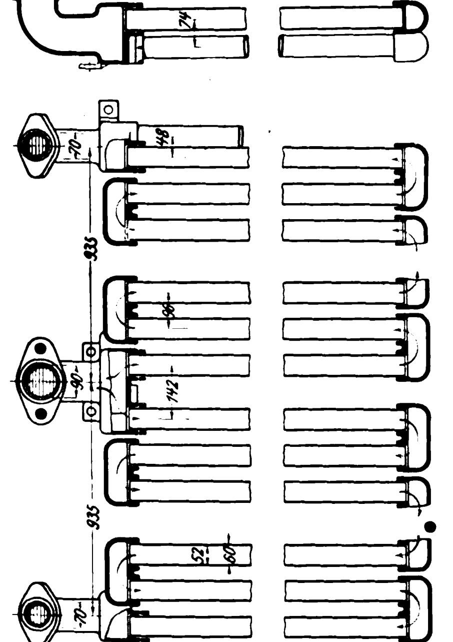
Fig. 8 und 9. Schiffskessel mit Ueberhitzer von J. & A. Niclausse.





französische Kesselbaufirma J. & A. Niclausse in Paris neben einer großen Anzahl Ueberhitzer eigener Bauart für ortfeste Anlagen (rd. 150 000 PSi) auch mehrere **Seeschiffe mit Niclausse-Ueberhitzern** ausgerüstet hat, die sich bereits seit einiger Zeit in Betrieb befinden und sich gut bewährt haben. Es sind dies 5 Seedampfer, die den Personen-, Post- und Frachtverkehr zwischen Südfrankreich und Korsika-Algerien vermitteln. Neuerdings schenkt auch die französische Kriegsmarine dem Niclausse-Ueberhitzer besondere Beachtung und beabsichtigt, ihn auf einigen Schiffen zu erproben.

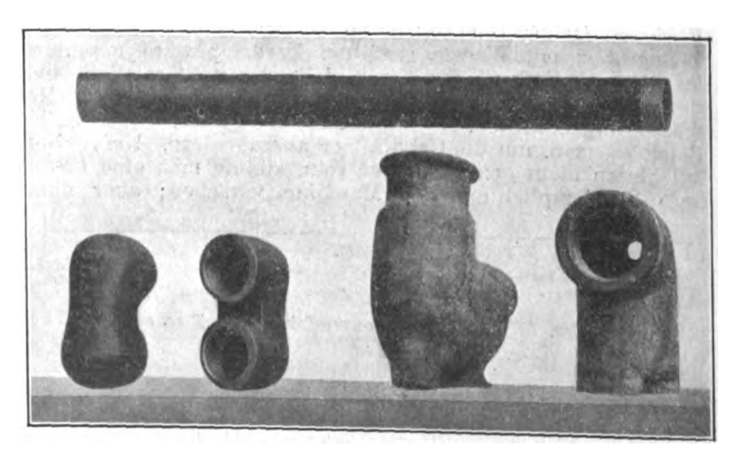
Fig. 10 und 11. Niclausse-Ueberhitzer.



Der Niclausse-Ueberhitzer besteht aus einer wagerecht gelagerten Schlange aus nahtlos gezogenen Stahlrohren, die hinten und vorn durch doppelte Rohrköpfe verbunden sind. Diese Verbindungsköpfe bestehen aus Gußstahl und werden durch kegeliges Gewinde mit den Enden der Ueberhitzerrohre verschraubt. Um den Ueberhitzer in einen Niclausse-Kessel einzubauen, werden aus dem Rohrbündel einige Rohrreihen herausgenommen und die in den Wasserkammern frei gewordenen Rohrlöcher durch Nippel geschlossen. Für neuere Niclausse-Kesselanlagen mit Ueberhitzern ist der mittlere Teil der flußeisernen Wasserkammer des Kessels jetzt indessen schon platt ohne Rohrlöcher ausgeführt worden, so daß die Nippel fortfallen. Der Ueberhitzer kann in das Bündel der Wasserrohre so eingebaut werden, daß die Ueberhitzerrohre — von oben gesehen — entweder parallel oder quer zu den Kesselrohren stehen.

Fig. 8 und 9 zeigen die Anordnung des Ueberhitzers bei den Kesseln der vorerwähnten Seeschiffe, während Fig. 10 und 11 die Konstruktion der Ueberhitzer erkennen lassen. Die einzelnen Bestandteile eines Ueberhitzers sind in Fig. 12 dargestellt. Der aus dem Kessel kommende Sattdampf strömt durch Ventil *a*, Fig. 8, und den in der Mitte der Ueberhitzerrohre angeordneten Eintrittstutzen in die Rohrschlange des Ueberhitzers, die er durch die beiden Austrittstutzen verläßt, welche vor dem Ventil *b* durch ein Rohr verbunden sind; von hier gelangt er unmittelbar in die Maschine.

Fig. 12. Einzelteile des Niclausse-Ueberhitzers.



Um eine Uebersicht über die Verhältnisse bei diesen Anlagen zu haben, seien hier die Abmessungen von drei Schwesterschiffen unter den genannten Seedampfern gegeben — die anderen beiden sind etwas kleiner:

ganze Länge	81,8 m
Breite	9 »
Tiefe	4,95 »
Wasserverdrängung	1300 t
2 Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen	2600 PSi
Dmr. des Hochdruckzylinders	500 mm
» » Mitteldruckzylinders	800 »
» » Niederdruckzylinders	1320 »
Hub	800 »
vertragliche Geschwindigkeit	16 Knoten

Die Kesselanlage besteht aus 6 Niclausse-Kesseln von je 4,26 qm Rostfläche und 143,33 qm Heizfläche. Jeder Kessel hat 9 Elemente von je 26 Rohren; 28 Rohre sind jeweils entfernt, um den Ueberhitzer unterzubringen. Die Ueberhitzfläche jedes Kessels beträgt 14,77 qm, die Ueberhitze 50°, entsprechend 250° Gesamttemperatur bei 15 at. Bei mehreren großen ortfesten Anlagen, die schon seit etwa fünf Jahren im Betrieb sind, werden jedoch auch Niclausse-Ueberhitzer derselben Bauart für 300 bis 350° Ueberhitze verwendet.

Die erwähnten Dampfer haben auf den Probefahrten Geschwindigkeiten über 18 Knoten erreicht und einen sehr sparsamen Kohlenverbrauch gehabt. Ihre Kessel- und Ueberhitzeranlagen haben sich auch im weiteren Betrieb gut bewährt. Einige Angaben über die Betriebsergebnisse sind nachstehend zusammengestellt.

Name des Schiffes		»Gallia«	»Iberia«	»Iberia«
Probefahrt		dreistündige Vollkraftfahrt an der gemessenen Meile		Dauerfahrt von Marseille nach Civitavecchia und zurück
Datum der Fahrt		13. Okt 1904	21. Okt. 1904	21. 23. Okt. 1904
Anzahl der im Betrieb befindlichen Kessel		6	6	5
Dampfdruck	at	14,8	14,8	14
Zylinderfüllung	vH	70	70	60
Stellung des Dampfabsperrventiles		ganz offen	ganz offen	halb offen
Leistung der Maschinen	PSi	3350	3600	2400
Uml./min		138,5	137	117
mittlere Geschwindigkeit des Schiffes	Knoten	17,87	18,9	16
Gesamtkohlenverbrauch	kg/st	2380	2556	1700
Kohlenverbrauch für 1 qm Rostfläche	kg	95	101	80
Kohlenverbrauch für 1 PS-st	»	0,71	0,71	0,70
Temperatur des Speisewassers	°C	70	70	70
Vakuum im Kondensator	cm	65	63	67
Art der Kohle		Anzin-Kohle	gute Cardiff-Kohle	gute Cardiff-Kohle

Die Anordnung des Niclausse-Ueberhitzers mitten im Rohrbündel des Kessels, mit dem er dadurch ein Ganzes bildet, erscheint als glückliche Konstruktion, besonders bei Anlagen, wo es auf Raum- und Gewichtersparnis und auf Vereinfachung des Betriebes ankommt, also bei Schiffen.

Die Ueberhitzung ist sehr regelmäßig und weicht nach oben und nach unten um nicht mehr als 25° ab. Vor den Flammen ist der Ueberhitzer vollkommen durch die unteren Reihen der mit Wasser gefüllten Verdampfrohre geschützt. Dagegen kann der Ueberhitzer nicht abgestellt werden, und dies ist sein schwächster Punkt; denn sollte einmal eine Beschädigung eintreten, so müßte man den ganzen Kessel außer Betrieb setzen, um die Ueberhitzer auszubessern. Um im Notfall hierzu nicht gezwungen zu sein, könnte man eine besondere Sattdampfleitung zur Maschine vorsehen; aber dann könnte die nun in unmittelbarer Berührung mit den Feuergasen stehende dampfleere Rohrschlange des Ueberhitzers beschädigt werden. Der Einbau des Niclausse-Ueberhitzers in einen einzigen Kessel (auf kleinen Dampfern) wird sich daher nicht empfehlen. Etwas andres ist es mit Anlagen von mehreren Kesseln, wo man bei etwa eintretender Beschädigung eines Ueberhitzers den betroffenen Kessel einfach ausschalten und, um die bisherige Fahrgeschwindigkeit beizubehalten, die übrigen Kessel stärker beanspruchen kann.

Paris. Fr. Geiseler.

Der große Aufschwung der japanischen Schiffbauindustrie, von dem wir bereits mehrfach berichtet haben[1]), wird neuerdings wieder durch ein bemerkenswertes Ereignis gekennzeichnet. Der **Panzerkreuzer »Ibuki«** von 14800 t Wasserverdrängung, dessen Kiel erst im Mai d. J. gestreckt wurde, ist bereits am 21. November vom Stapel gelaufen. Diese Leistung, die rückhaltlos anerkannt werden muß, wird Wasser auf der Mühle derjenigen deutschen Flottenfreunde sein, die nicht mit Unrecht einen schnelleren Bau unsrer Kriegschiffe befürworten. Darüber, daß die deutschen Werften imstande sind, bedeutend schneller als bisher zu bauen, dürfte kein Zweifel bestehen. Die Bewaffnung der »Ibuki« besteht aus vier 30,5 cm- und acht 20,3 cm-Geschützen; die Geschwindigkeit des Schiffes soll 22,5 Knoten betragen.

Nach der Zeitschrift »Electrician« hat Professor Fessenden auf der Station in Brant Rock den Gang der transatlantischen **Funkentelegraphie** zwischen den Marconi-Stationen Glace Bay und Clifden am Eröffnungstage verfolgt. Hiernach hatte die Uebermittlung mit ziemlichen Schwierigkeiten zu kämpfen. In der Minute wurden durchschnittlich nur drei und, wenn die Wiederholungen mitgerechnet werden, sieben Wörter telegraphiert. Die Gesamtmenge der an diesem Tag übermittelten Wörter soll nur 1400 betragen haben. Als besondern Mangel hebt Fessenden hervor, daß nichts getan war, um das Telegraphengeheimnis zu wahren; denn sämtliche Nachrichten konnten auch von andern Stationen aufgenommen werden.

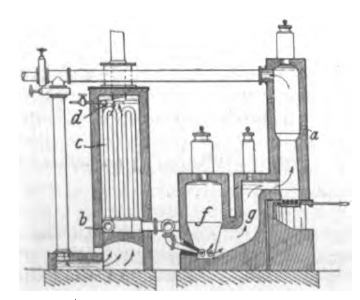
Zu Beginn des Jahres 1908 wird ein **neuer Eisenbahnverkehrsweg zwischen Rußland und Sibirien** eröffnet, der gegenüber der bisher benutzten Strecke durch Mittelrußland über Moskau-Rjäsan eine Verkürzung um etwa 320 km von St. Petersburg aus bedeutet. Die neue Linie geht von St. Petersburg über Wologda, Wjätka, Perm und Tscheljabinsk nach Irkutsk. Wöchentlich sollen je ein bis Irkutsk durchgehender Schnellzug und je ein gemischter Zug zwischen Wologda und Wjätka, täglich je zwei Personenzüge zwischen St. Petersburg und Wjätka nach beiden Richtungen verkehren. (Zentralblatt der Bauverwaltung 11. Dezember 1907)

Am 18. Dezember ist im Alter von 83 Jahren **Lord Kelvin** (William Thomson) **gestorben**. Ueber die Lebensarbeit des berühmten englischen Physikers, der sich auch um das Ingenieurwesen durch seine Forschungen insbesondere auf den Gebieten der mechanischen Wärmetheorie, der elektrotechnischen Meßkunde und der Kabeltelegraphie außerordentliche Verdienste erworben hat, werden wir noch eingehender berichten.

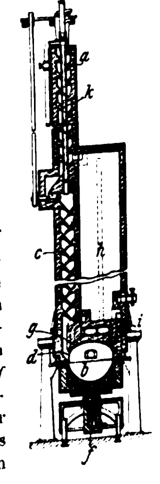
[1]) Vergl. Z. 1907 S. 1762.

Patentbericht.

Kl. 18. Nr. 187034. Reduktionsverfahren für Eisenerze. West-man Process Company, Jersey City (Huds., V. St. A.). Die in den Schachtofen *a* mit etwas Kohle (2 bis 3 vH) aufgegebenen Erze werden durch ein von Schwefelverbindungen befreites, stickstoffreiches Gemisch von Wasserstoff und Kohlenoxyd, sog. Mischgas, zu Metallschwamm reduziert. Das Mischgas wird in einer vorgeschalteten Generatoranlage erzeugt. Bei *b* wird Luft in ein System von Rohren *c* eingetrieben, die von den aus dem Schachtofen *a* abziehenden Gasen beheizt werden. Bei *d* wird Wasserdampf in regelbarer Menge in die Rohre eingeleitet. Die erhitzte Luft und der beigemengte Wasserdampf werden dann im Generator *f* in ein Mischgas verwandelt, dessen Schwefelgehalt durch der Kohle des Generators beigemengten Kalk gebunden wird. In einem zweiten Kohlenschacht *g* wird etwa noch vorhandene Kohlensäure zu Kohlenoxyd reduziert. Durch Regeln der Dampfzufuhr wird die Temperatur im Generator so gehalten, daß das Mischgas mit etwa 1100° C in den Schachtofen strömt. Bei dieser Temperatur findet wohl eine Reduktion der Eisenerze, nicht aber etwa vorhandener Phosphorsäure statt.

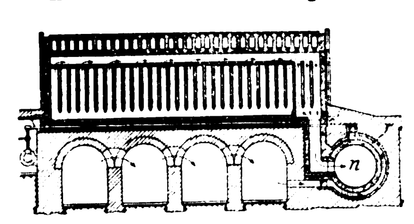


Kl. 18. Nr. 188191. Erzeugung von schmiedbarem Eisen unmittelbar aus Erz. Montague Moore, Melbourne, und Thomas James Heskett, Brunswick (Austr.) Die in dem oberen Ofenteil *a* durch die Abhitze des Flammofens *b* auf Rotglut vorgewärmten und in der mittleren Abteilung *c* durch Reduktionsgas zu Metallschwamm reduzierten Eisenerze gelangen bei *d* zusammen mit dem Reduktionsgas, welches sie vor der Wiederoxydation schützt, in den Flammofen *b*. Durch Drehung des unteren Ofenteiles um die Achse *f* wird das frische Metall über den ganzen Herd verteilt, eingeschmolzen und auf Flußeisen oder Flußstahl verarbeitet. Im Flammofen wird das Reduktionsgas durch bei *g* eintretende, in dem



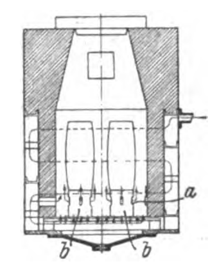
Winderhitzer h vorgewärmte Luft verbrannt. Die Abhitze zieht durch den Kanal i ab, strömt durch den zweikammerigen Winderhitzer h und zieht dann durch den oberen Ofenteil a, hier die oben aufgegebenen Eisenerze sowie das durch Rohr k eingeleitete Reduktionsgas vorwärmend.

Kl. 10. Nr. 187379. Liegender Koksofen. Heinr. Koppers, Essen (Ruhr). Der Mantelraum r um den Abhitzekanal n ist durch quer zur Kanalachse stehende Wände in eine der Zahl der Heizwände der Ofenbatterie entsprechende Zahl von Abteilungen geteilt, durch welche die seitlich eintretende Verbrennungsluft in gleichlaufenden halbringförmigen Zügen geleitet wird, bevor sie zu dem Luftverteilkanal im Ofen gelangt.



Kl. 18. Nr. 187792. Vermeidung von Explosionen beim Anblasen von Hochöfen. John Webster Dougherty, Steelton (Penns., V. St. A.). Der Hochofen wird in üblicher Weise beschickt und dann vor dem Anzünden des Feuers Dampf oder ein andres indifferentes Gas solange in den Ofen und die damit verbundenen Gasleitungen eingeblasen, bis die Luft aus diesen Räumen verdrängt worden ist. Bei Oefen mit Staubsammler wird die Luft vom Staubsammler aus zunächst durch das Gichtgasabzugrohr entgegengesetzt zur Strömungsrichtung der Gichtgase bei geöffneter Gicht und dann nach Verschließen der Gicht auch aus den übrigen Gasleitungen ausgetrieben.

Kl. 31. Nr. 187314. Tiegeluntersatz. Jul. Hommeltenberg, Hagen i. W. Der Tiegeluntersatz b ist hohl, ruht mit seiner offenen Seite auf dem Rost und hat in seiner Seitenwand in der Senkrechten verlaufende Längsschlitze a. Durch diese kann der Gebläsewind selbst bei starker Verschlackung des Rostes ungehindert in die Feuerung eintreten.



Zuschriften an die Redaktion.

(Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion.)

Knicksicherheit von Gitterstäben.

Geehrte Redaktion!

Zu dem Artikel von Prandtl in Nr. 47 der Zeitschrift möge bemerkt werden, daß die Formeln für die Knickfestigkeit von Gitterstäben bereits im Jahrgang 1891 des Zentralblattes der Bauverwaltung von mir entwickelt worden sind und sich auch in dem Buche »Die Zusatzkräfte und Nebenspannungen eiserner Fachwerkbrücken« vom Jahr 1893 vorfinden.

In der diesjährigen Nummer 94 des Zentralblattes habe ich auf Grund dieser Formeln den ausgeknickten Gurtstab der Quebecer Brücke nachgeprüft. Unter Vernachlässigung der versteifenden Wirkung der vollen Querbleche an den Stabenden ergab sich eine Minderung der Knickfestigkeit gegenüber einem Vollstab gleichen Trägheitsmomentes von rd. 25 vH und mit Benutzung der Tetmajerschen Knickformel eine Knickfestigkeit von rd. 2100 kg/qcm. Dies bedeutet eine Knicksicherheit von nur 1,44 bei Höchstbelastung, wo die Stabspannung $\sigma = 1460$ kg, und eine Sicherheit von 1,87 am Tage des Zusammenbruches, wo $\sigma = 1125$ kg gewesen sein soll. Diese rechnungsmäßige Knicksicherheit ist viel zu gering, namentlich mit Rücksicht auf die bei einer so schwierigen Montage auftretenden besondern Gefährdungen. Was ferner die Stärke der Vergitterung anbelangt, so sollte sie so groß gewählt werden, daß die Gitterstäbchen bei den unvermeidlichen Verbiegungen des Hauptstabes nicht vorzeitig nachgeben, sondern ebenso lange wie dessen Gurtungen bruchsicher bleiben. Dieser Forderung entsprechend wurde die Gleichung

$$\frac{f}{F} = \frac{\pi w}{l \sin \alpha} \left(1 - \frac{k_0}{k}\right)$$

abgeleitet, wo f = Querschnitt der Vergitterung, F = Querschnitt der Gurtungen, w = Widerstandshalbmesser = $W : F$, l = freie Stablänge, k_0 = Knickfestigkeit, k = Zug- und Druckfestigkeit.

Es zeigte sich, daß hiernach die vier Gitterstäbchen zusammen einen Querschnitt $f = 174$ qcm hätten haben sollen, während sie in Wirklichkeit nur einen solchen von 64 qcm $(= 0{,}37 \cdot 174)$ besaßen; die zugehörige Befestigungsniete hatten gar nur einen Gesamtquerschnitt von 34 qcm $(= 0{,}2 \cdot 174)$. Die Stärke der Vergitterung war somit wesentlich geringer, als einem Druckstab gleichen Widerstandes entspricht.

Karlsruhe, den 24. November 1907. Fr. Engesser.

Geehrte Redaktion!

In Beantwortung der vorstehenden Zuschrift von Hrn. Prof. Dr.-Ing. Engesser gebe ich gerne zu, daß meine Kenntnis der Brückenbauliteratur sehr mangelhaft ist und mir so die vor 16 Jahren veröffentlichte Engessersche Arbeit unbekannt geblieben war. Ich nahm somit Veranlassung, den Aufsatz »Die Knicksicherheit gerader Stäbe« (Zentralblatt der Bauverwaltung Bd. 11 [1891] S. 483) sowie auch den neuen, fast gleichzeitig mit dem meinigen erschienenen Artikel »Zum Einsturz der Brücke über den St. Lorenzstrom bei Quebec« (Zentralblatt Bd. 27 [1907] S. 607) zu studieren, von welch letzterem der zweite Teil der vorstehenden Zuschrift einen Auszug darstellt.

Der Engessersche Aufsatz von 1891 enthält in der Tat — neben einigen andern auf die Knickung bezüglichen Aufgaben — auch die von mir in dieser Zeitschrift entwickelte Beziehung für die Knickfestigkeit von Gitterstäben mit einer nur wenig verschiedenen Beweisführung. Die Engessersche Formel (15) ist mit meiner Formel (6) völlig identisch.

Den weiteren Ausführungen der vorstehenden Zuschrift kann ich leider nicht in gleichem Maße beipflichten; da sich mir beim Studium dieser Dinge einige Gedanken ergeben haben, die geeignet sind, meinen Aufsatz in wichtigen Punkten zu ergänzen, mag es mir gestattet sein, auf diese Abweichungen in unsern Ansichten hier näher einzugehen. Ich habe mich dabei bemüht, auch denjenigen Lesern, die den ausführlicheren Engesserschen Aufsatz nicht zur Hand haben, verständlich zu sein.

Es handelt sich um die folgenden zwei Punkte.

1) Der Engessersche Abminderungsfaktor α, dessen Bedeutung aus meiner Formel (5)

$$P_J = \frac{P_d}{P_k + P_d} P_k = \alpha P_k$$

entnommen werden mag (das Glied P_g möge wie bei Engesser als bedeutungslos weggelassen werden), hat nach Engesser den Wert 0,75; meine Zahlen $P_k = 88\,000$ t und $P_d = 47\,500$ t liefern $\alpha = \frac{P_d}{P_k + P_d} = 0{,}35$. Der Unterschied rührt davon her, daß für die Größe P_k, die unter Vernachlässigung von P_g die Eulersche Knicklast bedeutet, von Engesser ohne weiteres der nach der Tetmajerschen Formel berechnete Wert eingeführt wird. Ich halte dies nicht für zulässig. Will man die durch die Tetmajersche Formel bewirkte Korrektion der Eulerschen Formel anbringen, so wird man erst die durch Berücksichtigung der Nachgiebigkeit der Vergitterung verbesserte Eulersche Last, etwa nach Formel (6) S. 1689, berechnen und für diese aus $P = \pi^2 E F \left(\frac{i'}{l}\right)^2$ das nötige $\frac{l}{i'}$ für die Tetmajersche Formel entnehmen. Diese Regel kann so begründet werden: Die Ueberlegung, die zu Gl. (6) geführt hat, hat zur Grundlage das reine Elastizitätsgesetz; sie liefert die Last, bei der das Gleichgewicht eines Gitterstabes aus vollkommen elastischem Material aufhört, stabil zu sein; in diese Ueberlegung etwas Nichtelastisches hineinzumengen, ist nicht erlaubt. Die Tetmajersche Formel nun sorgt dafür, daß das Verhalten des Materials bei Annäherung an die Quetschgrenze gebührend berücksichtigt wird; um sie richtig anzuwenden, wird man von derjenigen (elastischen) Knicklast ausgehen müssen, die der Stab, wenn er dem reinen Proportionalitätsgesetz gehorchte, erreichen würde, nicht aber von einer, die er auch dann nicht erreichen würde. Um an einem Schulbeispiel die Sache auseinander zu setzen, seien mit σ, σ_k, σ_d die Spannungen bezeichnet, die in den Gurtquerschnitten unter den Lasten P, P_k, P_d herrschen. Es sei σ_k (Eulersche Knicklast) = 7200 kg/qcm, $\sigma_d = 2400$ kg/qcm; dann ist $\alpha = 0{,}25$ und $\sigma = \alpha \sigma_k = 1800$ kg/qcm. Nimmt man die Proportionalitätsgrenze, entsprechend der Tetmajerschen Formel $\sigma_T = 3210 - 11{,}6 \frac{l}{i}$, zu etwa 2000 kg/qcm an, so wird also der Stab noch knicken, bevor er die Proportionalitätsgrenze überschreitet; die Tetmajersche Formel bleibt außer Anwendung, es ist endgültig $\sigma_{max} = 1800$ kg/qcm. Rechnet man dagegen nach Engesser, so wird aus $\sigma_k = 7200$ kg/qcm ein $\sigma_T = 2580$ ermittelt; wird σ_T statt σ_k gebraucht, so findet man $\alpha = 0{,}48$ und $\sigma = \alpha \sigma_T = 1240$ kg/qcm; dabei ist aber sicher, daß der Stab erst bei 1800

kg/qcm knicken wird. Ich verhehle mir indes nicht, daß auch mein Rechnungsvorschlag einer strengen Begründung entbehrt; aber er scheint mir der Wahrheit näher zu kommen als der Engessersche.

Wendet man die hier vertretene Rechnung auf den Stab der Quebec-Brücke an, so erhält man, da der Rechnungswert $i' = i\sqrt{\alpha}$ zu setzen ist, unter Zugrundelegung meiner früheren Zahlenwerte:

$$i = \sqrt{\frac{J_k}{F_g}} = 51{,}1 \text{ cm}; \; i' = 30{,}2 \text{ cm}; \; \sigma_T = 2540 \text{ kg/qcm}$$

gegen $\sigma = 2100$ kg/qcm bei Engesser.

2) Der zweite Punkt, über den ich abweichender Ansicht bin, ist die Berechnung des nötigen Querschnittes der Gitterstäbe. Den Engesserschen Gedanken, zu verlangen, daß bei vorkommenden Unregelmäßigkeiten die Diagonalen nicht vor den Gurten zum Bruch kommen sollen, halte ich für sehr glücklich, jedoch glaube ich, daß man besser eine andre Unregelmäßigkeit heranziehen wird als die von Engesser angenommene Durchbiegung, die doch erst eintreten könnte, wenn die Knickbelastung wirklich erreicht würde.

In der statischen Berechnung der Stabkräfte von Fachwerkbrücken ist man heute so sicher, daß kaum nennenswerte Ueberschreitungen der berechneten Werte vorkommen dürften. Dagegen macht die Beurteilung von Nebenspannungen, sowohl der elastischen wie der durch die besondere Art des Zusammenbaues hervorgerufenen, große Schwierigkeiten. Ich schlage deshalb vor, die Vergitterung so zu berechnen, daß sie bei der größten vorkommenden Stabkraft (S) durch keinerlei Nebenspannungen vor den Gurten zum Bruch gebracht werden kann.

Ist $M = S\delta$ das größte Moment, das die Gurtquerschnitte neben der Druckkraft S noch aufnehmen können, so wird die größte, die Vergitterung belastende Querkraft Q erhalten, wenn M an den beiden Stabenden entgegengesetzten Wert hat; es wird dann, wenn auf die Formänderung des Stabes infolge der Nebenspannungen keine Rücksicht genommen wird,

$$Q = \frac{dM}{dx} = \frac{2M}{l} = \frac{2\delta}{l} S.$$

Die Größe δ ergibt sich aus der Bedingung, daß

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{S}{F_g} + \frac{S\delta}{F_g w} = k_d$$

sein soll (w = Widerstandsradius, k_d = Druckfestigkeit bezw. Tetmajersche Knickspannung für den Abschnitt eines Gurtes zwischen zwei Gitterknotenpunkten); es wird

$$\delta = w\left(\frac{F_g k_d}{S} - 1\right).$$

Den Gesamtquerschnitt der Diagonalen F_d erhält man dann, wenn σ' die in ihnen auftretende Spannung ist, zu

$$F_d = \frac{Q}{\sigma' \sin\alpha} = \frac{2\delta}{l \sin\alpha} \frac{S}{\sigma'}.$$

Für σ' kann man einmal die Zerreißfestigkeit k_z setzen, um hiermit den notwendigen nietverschwächten Querschnitt zu berechnen, anderseits die Druckfestigkeit k_d (Quetschgrenze, oder noch besser: Spannung nach der Tetmajerschen Formel) zur Ermittlung des unverschwächten Querschnittes.

Trägt man den Wert von δ in die letzte Gleichung ein, so ergibt sich mit $S = F_g \sigma_1$ ein Querschnittsverhältnis

$$\frac{F_d}{F_g} = \frac{2w(k_d - \sigma_1)}{l \sin\alpha \, \sigma'}.$$

Für den Druckstab der Quebec-Brücke kann man unter Annahme eines Flußeisens, dem die oben angegebenen Zahlenwerte der Tetmajerschen Formel entsprechen, etwa $k_z = 4200$ kg/qcm und k_d (Quetschgrenze) = 3300 kg/qcm setzen. Für den Abschnitt eines Außengurtes zwischen zwei Gitterknotenpunkten ist $\frac{l}{i} = 51$, was eine Tetmajersche Knickspannung von ungefähr 2600 kg/qcm ergibt. Benutzt man diesen Wert für die Größe k_d in der Formel und nimmt man für σ' einmal 4200 und einmal ebenfalls 2600 kg/qcm, so erhält man, wenn $\sigma_1 = \frac{S}{F_g} = 1460$ kg/qcm, $\alpha = 45°$, ferner das unter Berücksichtigung der Plastizität gerechnete w rund zu 40 cm angenommen wird (das rein elastische w wäre $= \frac{i^2}{l} = 31$ cm), für den nietverschwächten Querschnitt auf Zug:

$$F_d' = \frac{1}{57} F_g = 89 \text{ qcm}$$

und für den vollen Querschnitt

$$F_d = \frac{1}{35} F_g = 143 \text{ qcm}.$$

Dem steht bei der ausgeführten Brücke ein voller Querschnitt von 64 qcm und ein Gesamtquerschnitt der Vernietung von sogar nur rd. 30 qcm gegenüber.

Die vorstehend berechneten Querschnitte der Diagonalen würden also gleiche Festigkeit gegen Nebenspannungen ergeben wie die Gurtstäbe. Nun dürfte die Ansicht nicht unberechtigt sein, daß auch die Gurtstäbe wesentlich steifer hätten konstruiert werden müssen. (Man vergl. hierzu den Aufsatz von Zimmermann, Zentralblatt 1907 S. 595, in dem die Druckstäbe der Quebec-Brücke als »aus Zugbändern mit unzulänglicher Vergitterung« bestehend hingestellt werden.)

Legt man etwa $\frac{l}{i} = 27$, also $k_d = 2900$ kg für Gurten und Diagonalen der Rechnung zugrunde, so liefert obige Rechnung

$$F_d' = \frac{1}{45} F_g = 112 \text{ qcm} \quad \text{und} \quad F_d = \frac{1}{31} F_g = 163 \text{ qcm},$$

was wohl für alle Fälle eine genügende Sicherheit gegeben hätte.

Göttingen, den 10. Dezember 1907. L. Prandtl.

Angelegenheiten des Vereines.

Von den **Mitteilungen über Forschungsarbeiten,** die der Verein deutscher Ingenieure herausgibt, ist das **48. Heft** erschienen; es enthält:

E. Becker: Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseuilleschen Gesetz.

Pinegin: Versuche über den Zusammenhang von Biegungsfestigkeit und Zugfestigkeit bei Gußeisen.

Der Preis jedes Heftes ist 1 ℳ. Bestellungen, denen der Betrag beizufügen ist, nehmen alle Buchhandlungen und die Verlagsbuchhandlung von Julius Springer, Berlin N., Monbijouplatz 3, entgegen.

Lieferung gegen Rechnung, Nachnahme usw. findet nicht statt. Vorausbestellungen auf längere Zeit können in der Weise geschehen, daß ein Betrag für mehrere Hefte eingesandt wird, bis zu dessen Erschöpfung die Hefte in der Reihenfolge ihres Erscheinens geliefert werden.

Lehrer, Studierende und Schüler der technischen Hoch- und Mittelschulen können jedes Heft für 50 Pfg. beziehen, wenn Bestellung und Zahlung an die Geschäftstelle des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin N.W. 7, Charlottenstraße 43, gerichtet werden.

Die im Auftrage des Vereines von Hrn. Ingenieur Matschoß verfaßte »Geschichte der Dampfmaschine« liegt jetzt in zwei stattlichen Bänden mit über 1600 Seiten, etwa 1900 Textfiguren und 38 Bildnissen fertig vor[1]). Das Werk führt den Titel:

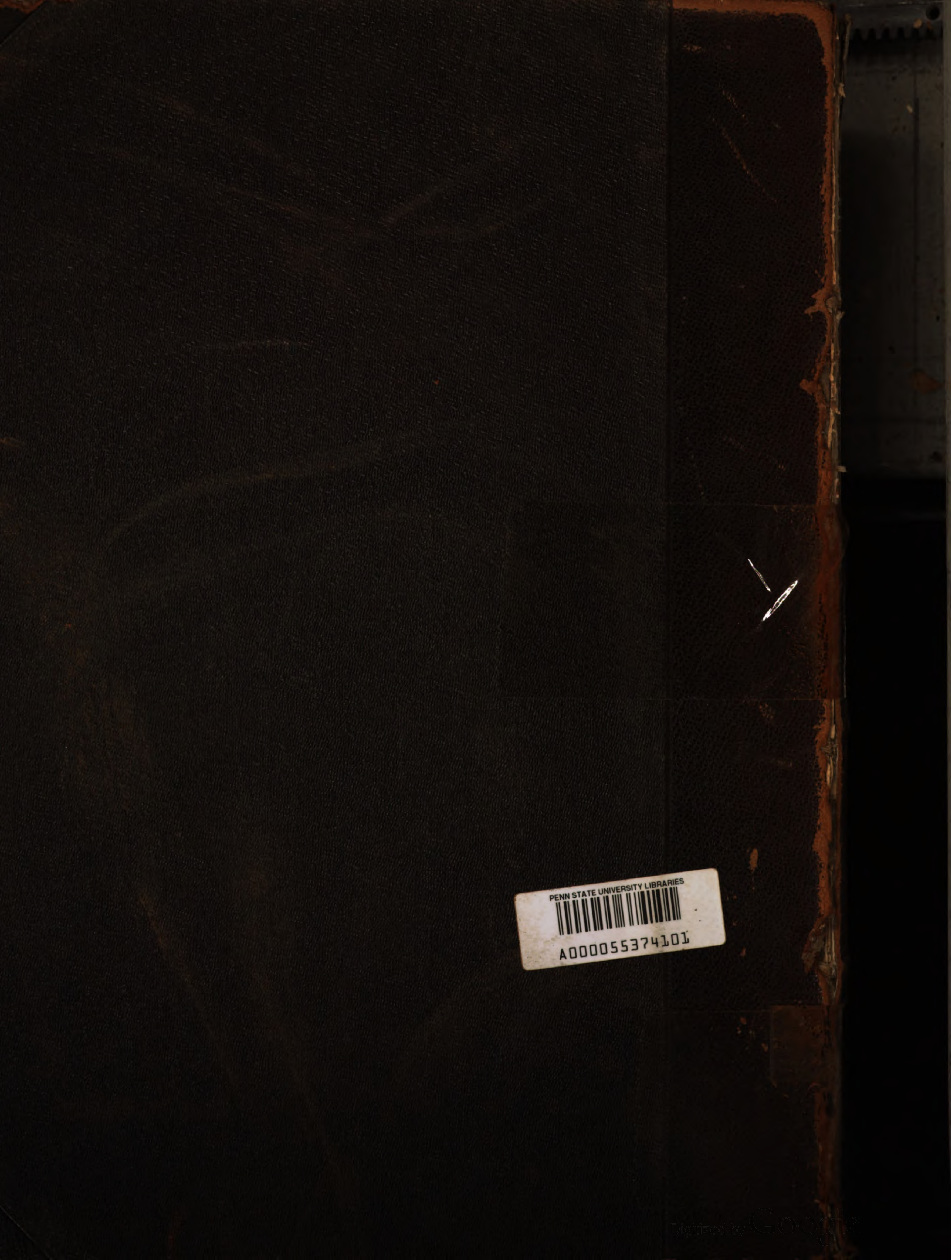
Die Entwicklung der Dampfmaschine.

Eine Geschichte der ortsfesten Dampfmaschine und der Lokomobile, der Schiffsmaschine und Lokomotive.

Der Verein wünscht, durch möglichst niedrigen Preis dieses Werk den weitesten Kreisen zugänglich zu machen. Es wird deshalb der Allgemeinheit zum Preise von 24 bezw. 27 ℳ, den Mitgliedern des Vereines bei unmittelbarem Bezug vom Verlag (Julius Springer, Berlin) zum Vorzugspreise von 12 ℳ in Leinenband und von 15 ℳ in Halblederband zur Verfügung gestellt.

[1]) s. Z. 1907 S. 1924.

Selbstverlag des Vereines. — Kommissionsverlag und Expedition: Julius Springer in Berlin N. — Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N.


PENN STATE UNIVERSITY LIBRARIES
A000055374101